

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

# **Studie vlivu regenerace na zvýšení účinnosti spalovací turbíny**

Study of the effect of regeneration  
on the efficiency of the combustion turbine

Student:

Okrouhlý Martin

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Pavlík, Ph.D.

Ostrava 2019

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Okrouhlý**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**

Téma: **Studie vlivu regenerace na zvýšení účinnosti spalovací turbíny**  
**Study of the Effect of Regeneration on the Efficiency of the Combustion Turbine**

Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Zpracujte studii vlivu zavedení regenerace tepla na zvýšení účinnosti u výukového modelu mikroturbíny SR-30. Dále v práci proveďte konstrukční návrh tepelného výměníku spaliny-vzduch pro dané zařízení. Práce bude obsahovat:

1. Rešerše v oblasti regenerace tepla u KGJ vybavených spalovacími turbínami.
2. Výpočet účinnosti zařízení při uvažování isentropické účinnosti turbíny pohánějící generátor  $\eta_{\text{isoTURB}}=86\%$ .
3. Výpočet účinnosti zařízení při zavedení regenerace tepla.
4. Konstrukční návrh tepelného výměníku spaliny-vzduch.
5. Technický výkres navrhovaného výměníku.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny. Česko: J. Šurovský, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.
- HOČKO, Marián. Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny, 2012. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-261-0218-2.
- DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalínových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.
- RÉDR, Miroslav. Základy tepelné techniky: celost. vysokošk. učebnice pro hutnické fakulty. Praha: SNTL, 1991. ISBN 80-03-00366-0.
- BATHIE, William W. Fundamentals of gas turbines. New York: Wiley, c1984. ISBN 0-471-86285-1.
- MCDONALD, Colin. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 12, August 2003, Pages 1463–1487. ISSN 1359-431.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Pavlík, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



---

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



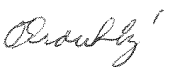
---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité zdroje a literaturu.

V Ostravě dne 20.5.2019

  
.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.5.2019

  
.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Martin Okrouhlý

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dělnická 17., Olomouc, 779 00

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

OKROUHLÝ, Martin. *Studie vlivu regenerace na zvýšení účinnosti spalovací turbíny: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, 69 s. Vedoucí práce: Petr Pavlík.

Diplomová práce se zabývá výpočtem účinnosti spalovací turbíny SR-30 před a po zavedení regenerativního ohřevu spalovacího vzduchu. Turbína je umístěna v areálu VŠB, konkrétně v budově CPIT. První část práce se zabývá spalovacími turbínami, kogenerací a regenerací. Následně je zde popsán vliv regenerace na účinnost. V neposlední řadě jsou v práci popsány hlavní komponenty turbíny SR-30. V praktické části je popsán proces oprav turbíny, instalace komínu a propojení turbíny s kompresorem. Dále je zde vypočet nárůstu účinnosti po regeneraci a návrh trubkového výměníku.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

OKROUHLÝ, Martin. *Study of the effect of regeneration on the efficiency of the combustion turbine: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2019, 69 p. Thesis head: Petr Pavlík.

Diploma thesis focused on computational power of combustion turbine SR-30 before introduction of regenerative combustion air heating. Enter the VSB campus, CPIT building operation. The first part deals with combustion turbines, cogeneration and regeneration. Subsequently, the effect of regeneration on efficiency is described. Last but not least, the main components of the SR-30 turbine are described. The Practical Part of NPP describes the process of repairing the turbine, installing the chimneys connecting the turbine with the compressor. Further, it is calculated that the cost of regeneration and design of the tubular exchanger.

# Obsah

|  |    |
|--|----|
| Seznam symbolů .....   | 1  |
| Seznam indexů .....  | 2  |
| Seznam obrázků .....   | 3  |
| Seznam tabulek .....   | 4  |
| 1 Úvod .....   | 5  |
| 2 Spalovací turbíny a kogenerace.....                              | 6  |
| 2.1 Spalovací turbíny .....  | 6  |
| 2.1.1 Hlavní části spalovací turbíny.....                          | 8  |
| 2.1.2 Rozdělení spalovacích turbín dle výkonu.....                 | 10 |
| 2.2 Kogenerace .....   | 10 |
| 2.2.1 Kogenerace se spalovacími turbínami.....                     | 11 |
| 2.2.2 Kogenerační jednotky s mikroturbínou.....                    | 13 |
| 2.2.3 Výhody a nevýhody kogenerace .....                           | 14 |
| 2.3 Mikroturbíny .....   | 15 |
| 2.3.1 Dělení spalovacích mikroturbín.....                          | 16 |
| 2.3.2 Mikroturbíny v dopravě.....                                  | 16 |
| 2.3.3 Regenerační výměník – rekuperátor .....                      | 18 |
| 2.3.4 Spalinový výměník.....                                       | 18 |
| 2.3.5 Sací a výfukový trakt.....                                   | 18 |
| 2.3.6 Palivové hospodářství .....                                  | 19 |
| 2.3.7 Elektrické součásti .....                                    | 20 |
| 2.4 Srovnání spalovacích turbín s motory .....                     | 21 |
| 2.4.1 Hlavní výhody a nevýhody plynových a dieselových motorů..... | 21 |
| 2.4.2 Hlavní výhody a nevýhody spalovacích turbín.....             | 22 |
| 3 Regenerace tepla – zvýšení účinnosti .....                       | 23 |
| 3.1 Tepelná výměník.....   | 25 |

|      |   |    |
|------|---|----|
| 4    | Popis turbíny SR-30.....                              | 26 |
| 4.1  | Obecný popis .....                                    | 26 |
| 4.2  | Vstup .....   | 27 |
| 4.3  | Odstředivý proudový kompresor .....                   | 27 |
| 4.4  | Difuzor.....  | 27 |
| 4.5  | Spalovací komora.....                                 | 28 |
| 4.6  | Tryska pro atomizaci paliva.....                      | 28 |
| 4.7  | Regulátor paliva .....                                | 29 |
| 4.8  | Liner .....   | 29 |
| 4.9  | Vodící kroužek lamel .....                            | 29 |
| 4.10 | Axiální turbína.....                                  | 30 |
| 4.11 | Tahová tryska-výstup.....                             | 30 |
| 5    | Praktická část.....                                   | 31 |
| 5.1  | Instalace turbíny.....                                | 31 |
| 5.2  | Renovace turbíny – oprava .....                       | 32 |
| 5.3  | Průběh a popis měření .....                           | 33 |
| 5.4  | Naměřené hodnoty .....                                | 35 |
| 5.5  | Výpočet bez regenerace – samotné turbíny.....         | 36 |
| 5.6  | Výpočet výkonové turbíny (cyklus bez regenerace)..... | 48 |
| 5.7  | Výpočet celého oběhu s regenerací.....                | 52 |
| 5.8  | Návrh tepelného výměníku spaliny-vzduch .....         | 55 |
| 6    | Závěr.....  | 58 |
| 7    | Použité zdroje a literatura .....                     | 59 |
|      | Seznam příloh .....                                   | 60 |



## Seznam symbolů

| Veličina    | Název             | Jednotka          |
|-------------|-------------------|-------------------|
| $P$         | Tlak              | kPa               |
| $\dot{m}_p$ | Spotřeba paliva   | l/h               |
| $T$         | Teplota           | °C                |
| $I$         | Entalpie          | kJ/kg             |
| $a$         | Práce             | kJ/kg             |
| $\rho$      | Hustota           | kg/m <sup>3</sup> |
| $W$         | Rychlost          | m/s               |
| $\dot{m}$   | Hmotnostní průtok | kg/s              |
| $P$         | Výkon             | kW                |
| $q_a$       | Příkon v palivu   | kJ/kg             |
| $\eta$      | Účinnost          | %                 |
| $\dot{Q}$   | Objemový průtok   | m <sup>3</sup> /s |
| $T$         | Turbína           | -                 |
| $G$         | Generátor         | -                 |

## Seznam indexů

|            |                              |
|------------|------------------------------|
| 1          | Před kompresorem             |
| 2          | Za kompresorem               |
| 2          | Za kompresorem po regeneraci |
| 3          | Před první turbínou          |
| 4          | Za první turbínou            |
| 5          | Před druhou turbínou         |
| 6          | Za druhou turbínou           |
| 7          | Za trubkovým výměníkem       |
| N          | Za normálních podmínek       |
| ie         | Izoentropická                |
| k          | Kompresor                    |
| T          | Turbína                      |
| vz         | Vzduch                       |
| o          | Oběh                         |
| celk       | Celý oběh                    |
| out        | Výstup z turbíny             |
| reg.       | Po regeneraci                |
| cyklu      | Cyklus bez regenerace        |
| cyklu,reg. | Cyklus po regeneraci         |

## Seznam obrázků

|  |    |
|--|----|
| Obrázek 2.1 - Spalovací turbína.....   | 6  |
| Obrázek 2.2 - p-v diagram a ideální T-s diagram Braytonova cyklu.....  | 7  |
| Obrázek 2.3 - Skutečný T-s diagram.....  | 8  |
| Obrázek 2.4 - Schéma spalovací turbíny.....  | 8  |
| Obrázek 2.5 - Porovnání ekonomie oddělené a současné výroby elektřiny a tepla.....   | 11 |
| Obrázek 2.6- Největší kogenerační jednotka se spalovací turbínou v ČR.....   | 12 |
| Obrázek 2.7 - Spalovací turbína s generátorem TE 100G.....   | 13 |
| Obrázek 2.8 - Soustrojí mikroturbíny od firmy Capstone Turbine Corp.....   | 15 |
| Obrázek 2.9 - Mikroturbína Capstone v Trolza ECObus-5250.....  | 17 |
| Obrázek 3.1 - Braytonův oběh – zvýšení teploty $T_T$ a snížení teploty $T_S$ regenerací tepla.....                             | 23 |
| Obrázek 3.2 - Malá spalovací turbína s regenerací tepla.....   | 24 |
| Obrázek 3.4 - Deskový rekuperační výměník ke spalovací turbíně Capstone.....   | 25 |
| Obrázek 4.1 - Řez turbínou SR-30.....  | 26 |
| Obrázek 5.1 - Propojení kompresoru a turbíny SR-30.....  | 31 |
| Obrázek 5.2 - Propojení komínu a turbíny SR-30.....  | 32 |
| Obrázek 5.3 - Řez tlumičem.....  | 33 |
| Obrázek 5.4 - Zapojení tlumiče.....  | 34 |
| Obrázek 5.5 - Spotřeba paliva v závislosti na otáčkách z prvního měření.....   | 35 |
| Obrázek 5.6 - Graf závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě.....   | 37 |
| Obrázek 5.7 - Schéma spalovací turbíny, bez druhé turbíny, generátoru a regenerace tepla.....                                  | 39 |
| Obrázek 5.8 - Schéma spalovací turbíny s turbínou, která pohání generátor a se samotným generátorem, bez regenerace tepla..... | 48 |
| Obrázek 5.9-Schéma celého pracovního oběhu včetně trubkového výměníku.....   | 52 |
| Obrázek 5.10 - model trubkového výměníku.....  | 57 |

## Seznam tabulek

|   |    |
|---|----|
| Tabulka 2.1 - Srovnání pohonných jednotek autobusů .....                              | 21 |
| Tabulka 5.1 - Teplota a tlak v místnosti .....  | 35 |
| Tabulka 5.2 - Průměrné hodnoty ze tří měření pro maximální výkon .....                | 36 |
| Tabulka 5.3 - Hodnota měrné tepelné kapacity pro danou teplotu .....                  | 37 |
| Tabulka 5.4 - Teploty a tlaky před druhou a za druhou turbínou .....                  | 49 |
| Tabulka 5.5 - Tlaky v celém oběhu po regeneraci .....                                 | 53 |
| Tabulka 5.6 - Teploty v celém oběhu po regeneraci .....                               | 53 |
| Tabulka 5.7 - Tabulka hodnot nezbytných pro výpočet výstupní teploty z výměníku ..... | 55 |
| Tabulka 5.8 - Hlavní parametry výměníku .....   | 57 |

# 1 Úvod

Tématem diplomové práce je studie vlivu regenerace na účinnost spalovací turbíny, konkrétně mikroturbíny SR-30. Spalovací turbíny se budou postupem času využívat čím dál tím více, z důvodů omezených zásob neobnovitelných zdrojů, jako je například černé uhlí, hnědé uhlí, zemní plyn a jiné. Budou kladeny požadavky na jejich větší výkon a účinnost, čehož je možné docílit právě regenerací. Spalovací turbína, kterou se tato diplomová práce zabývá, je umístěna na budově CPIT v areálu Vysoké školy báňské. Mikroturbína SR-30 byla dosud využívána pouze na měření tahu motoru. Samotná regenerace je již známa věc, ovšem cílem práce je zjistit, zda by se regenerace vyplatila v podobných aplikacích, jako jsou například motory letadel, jelikož zvyšování účinnosti s sebou nese spoustu benefitů, například v podobě šetření paliva.

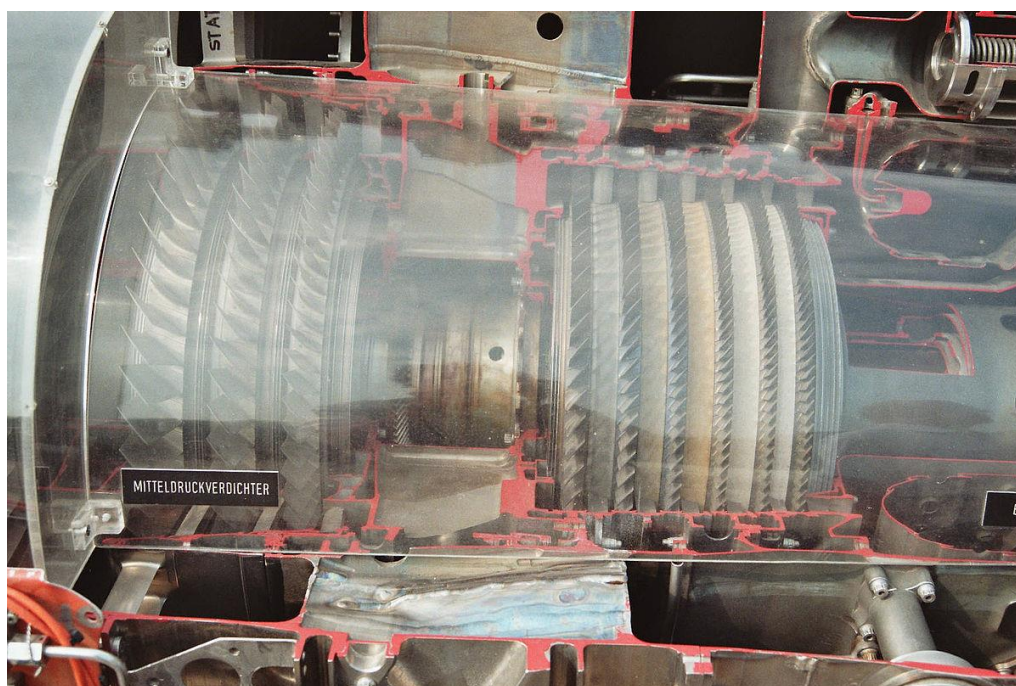
Dalším podstatným bodem je výpočet účinnosti cyklu bez regenerace. Zde mě zajímalo, jak velký vliv na účinnost turbíny má regenerace tepla. V rámci regenerace vzduchu za kompresorem pomocí spalin turbíny a trubkového výměníku jsem navrhl trubkový regenerační výměník spaliny-vzduch a zhotovil jeho 3D model a výkres.

## 2 Spalovací turbíny a kogenerace

Kapitola se zabývá spalovacími turbínami, které lze definovat jako lopatkový tepelný stoj, a kogenerací, což je společná výroba elektřiny a tepla.

### 2.1 Spalovací turbíny

Začaly se využívat v 50. letech 20. století, a to v proudových motorech letadel. Jak je známo, první pokusy o použití těchto motorů proběhly již před druhou světovou válkou. Poté se již během války začaly sériově vyrábět na obou stranách. Neustále se zdokonaluje, ať už pro využití v dopravě nebo energetice. Díky lepším materiálům lopatek roste účinnost celého zařízení— to má za následek dosahování vyšších výkonů při nižší spotřebě paliva. Velké množství zařízení často používá regenerační výměník na bázi spaliny-vzduch. Regenerační výměník je řazen za kompresor, kde se předehřívá stlačený vzduch ještě před vstupem do spalovací komory. [10,11]



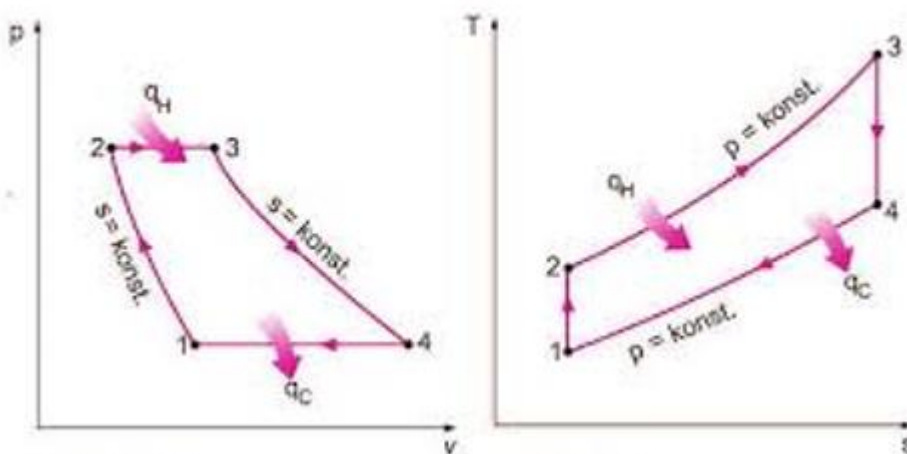
Obrázek 2.1 - Spalovací turbína

Zdroj:

[https://www.google.com/search?biw=1600&bih=789&tbm=isch&sa=1&ei=l7LhW90lO63JrgSGip2ADw&q=spalovaci+turbiny&oq=spalovaci+turbiny&gs\\_l=img.3...10835.10835.0.11094.1.1.0.0.0.8.8.1.1.0...0...1c.1.64.img..0.0.0...0.RRpYmrBmDes#imgsrc=-TkG2f7w-Rr5CM:](https://www.google.com/search?biw=1600&bih=789&tbm=isch&sa=1&ei=l7LhW90lO63JrgSGip2ADw&q=spalovaci+turbiny&oq=spalovaci+turbiny&gs_l=img.3...10835.10835.0.11094.1.1.0.0.0.8.8.1.1.0...0...1c.1.64.img..0.0.0...0.RRpYmrBmDes#imgsrc=-TkG2f7w-Rr5CM:)

## Termodynamické změny ideálního oběhu

- adiabatická komprese (v turbokompresoru)
- izobarický předehřev (v regeneračním ohříváku, je-li přítomen)
- izobarické spalování paliva (spalovací komora)
- adiabatická expanze (v turbíně)



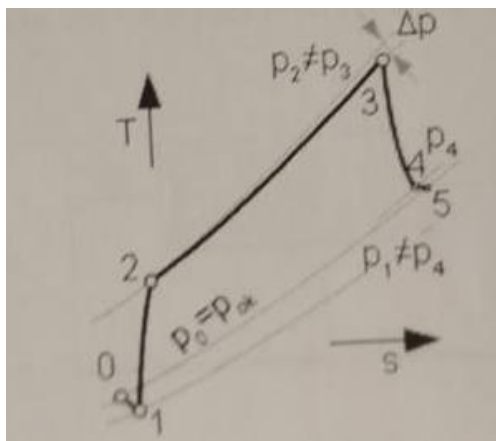
Obrázek 2.2 - p-v diagram a ideální T-s diagram Braytonova cyklu

Zdroj:

[https://www.google.com/search?q=brayton%C5%AFv+cyklus+idealni&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwi-5L\\_v16TgAhVGPBoKHfW\\_D1EQ\\_AUIDigB&biw=1600&bih=789#imgsrc=6AmTpQMTaMwRcM](https://www.google.com/search?q=brayton%C5%AFv+cyklus+idealni&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwi-5L_v16TgAhVGPBoKHfW_D1EQ_AUIDigB&biw=1600&bih=789#imgsrc=6AmTpQMTaMwRcM)

## Skutečný oběh

- tlaková ztráta v sání turbokompresoru (tlumiče hluku, filtry, vstupní hrdlo)
- komprese není adiabatická (vnitřní tření a ohřev vzduchu)
- tlaková ztráta ve spalovací komoře (intenzivní víření pracovní látky)
- expanze není adiabatická (vnitřní tření) [10,5]



**Obrázek 2.3 - Skutečný T-s diagram**

Zdroj:

[https://www.google.com/search?biw=1600&bih=789&tbm=isch&sa=1&ei=8Y1ZXMuzBK6KmgWgII\\_YDQ&q=brayton%C5%AFv+cyklus+skutecny&oq=brayton%C5%AFv+cyklu+s+skutecny&gs\\_l=img.3...480175.482741..483045...1.0..0.100.802.8j1.....1....1..gws-wiz-img.culxEMRTO5M](https://www.google.com/search?biw=1600&bih=789&tbm=isch&sa=1&ei=8Y1ZXMuzBK6KmgWgII_YDQ&q=brayton%C5%AFv+cyklus+skutecny&oq=brayton%C5%AFv+cyklu+s+skutecny&gs_l=img.3...480175.482741..483045...1.0..0.100.802.8j1.....1....1..gws-wiz-img.culxEMRTO5M)

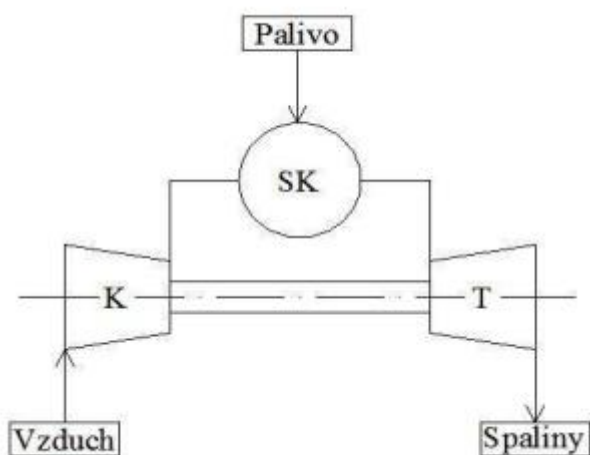
### 2.1.1 Hlavní části spalovací turbíny

Hlavní části tvoří kompresor, spalovací komora a turbína, jak můžeme vidět na obrázku 2.4. [12]

K- kompresor

SK- spalovací komora

T- turbína



**Obrázek 2.4 - Schéma spalovací turbíny**

Zdroj: [12]



## **Kompresor**

Je to lopatkový stroj, ve kterém je transformována mechanická energie na tlakovou. Má za úkol stlačit nasávaný vzduch, který následně proudí do spalovací komory.

U spalovacích turbín je většinou na stejné hřídeli jako turbína, která ho pohání. Kompresory, které se využívají u spalovacích turbín, můžeme rozdělit na radiální a axiální, nebo také na jedno a vícestupňové.

Jedná-li se o axiální kompresor, tak to znamená, že nasávané médium proudí rovnoběžně s podélnou osou. U turbín s větším výkonem musíme použít kompresor vícestupňový.

Z radiálního kompresoru vystupuje stlačený vzduch kolmo na osu otáčení. Radiální kompresor se často objevuje u mikroturbín. Opět může být jednostupňový i vícestupňový. [10]

## **Spalovací komora**

Je řazena mezi kompresor a turbínu. Je to prostor, kde je dopravováno palivo se spalovacím vzduchem a probíhá zde samotný proces hoření. Palivo je zde přiváděno pomocí čerpadla nebo palivového kompresoru. Hořením směsi dochází k vysokému nárůstu objemu a k tvorbě spalín. Moderní turbíny jsou vybaveny prstencovou spalovací komorou, což jim umožňuje potlačit tvorbu  $\text{NO}_x$  na základě nižší spalovací teploty. [10,11]

## **Turbína**

Jedná se o lopatkový stroj, který má za úkol převádět entalpii spalín na mechanickou energii. Pracovní látkou spalovací turbíny jsou spaliny, které vznikají spalováním paliva ve spalovací komoře. Palivo je spalováno za přítomnosti stlačeného vzduchu. Turbína slouží k pohonu kompresoru a dalších zařízení, jako například elektrických generátorů, čerpadel atd. Spaliny předávají svoji kinetickou energii lopatkám turbíny. Turbíny můžeme rozdělit na radiální a axiální, nebo také na jedno a vícestupňové. Pro axiální turbíny platí to samé jako pro axiální kompresory, ale s tím rozdílem, že proudící médium jsou spaliny, které vystupují ze spalovací komory. Naopak do radiální turbíny spaliny vstupují kolmo na osu rotace a vystupují rovnoběžně. [5,10]

### 2.1.2 Rozdělení spalovacích turbín dle výkonu

- Můžeme je rozdělit na:**
- mikroturbíny o výkonu do 200 kW
  - mikroturbíny o výkonech od 200kW do 1MW
  - turbíny o výkonech od 1MW do 6MW

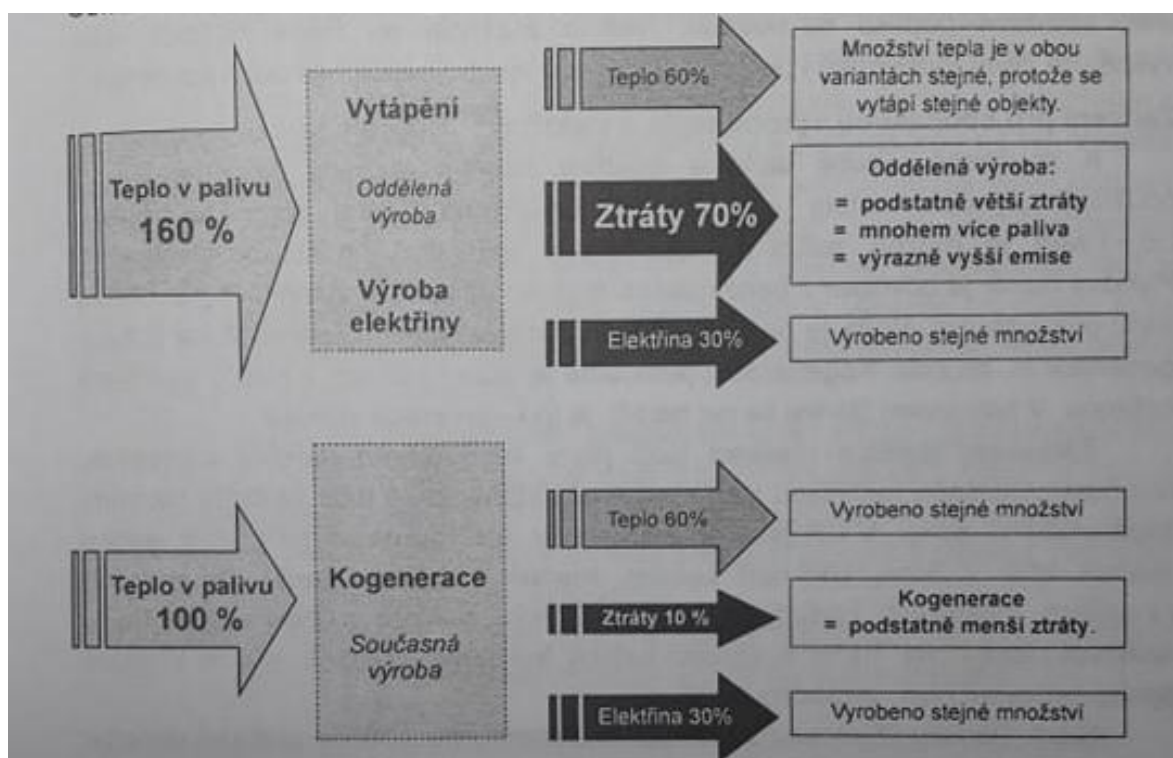
Není-li uvedeno jinak, tak se jedná o elektrický výkon. Spalovací turbíny, které jsou umístěny v teplárnách, tak dosahují výkonu až 50 MWe. Nejvyšších výkonů dosahují turbíny, které jsou umístěny v elektrárnách – může se jednat až o 400 MWe. Takovéto turbíny jsou vyráběny kusově, a to má za následek jejich vysokou cenu. [10]

## 2.2 Kogenerace

Kogenerace je současná výroba elektřiny a tepla. Z pohledu životního prostředí je správné současně vyrábět elektřinu i teplo, avšak jenom za podmínky, že oba tyto zmíněné produkty jsou kvalitně využity, díky čemuž dojde k prokazatelné úspoře energie oproti oddělené výrobě elektrické energie a tepla. V konvekčních zdrojích je při výrobě elektřiny zbytkové teplo vypouštěno bez dalšího využití do ovzduší. Moderní kogenerace často přesahuje účinnost 90 %. Jen pro srovnání – klasické zdroje elektrické energie mají účinnost využití energie, která je obsažena v palivu, kolem 30–40 %, v některých případech až 44 %. Kogenerační jednotky jsou vyráběny v obrovském výkonovém rozsahu od jednotek kWe, mnohdy až po stovky MWe. Díky tomu mohou být využity jak pro zásobování celých měst, tak pro dodávku elektřiny a tepla pro malé podniky, nebo dokonce bytové domy. Kogenerační jednotky mohou využívat velkou škálu druhů paliv, jako je například zemní plyn, biomasa, topné oleje až po biopaliva.

**Kogenerační jednotku lze provozovat ve dvou základních režimech, a to v tzv. režimu:**

- krytí požadované spotřeby tepla,
- krytí požadované spotřeby elektrické energie. [1,10]



**Obrázek 2.5 - Porovnání ekonomie oddělené a současné výroby elektřiny a tepla**

*Zdroj: [10]*

### **Použitelnost a využitelnost kogenerační jednotky**

Kogenerační jednotku tvoří kompresor, výměník a generátor na výrobu elektřiny. Ten je nejčastěji poháněný spalovacím motorem, spalovací turbínou nebo parní turbínou. Tyto agregáty jsou známy z nemocnic, kde tvoří záložní zdroj pro případ výpadku elektrické energie dodávané ze sítě. Výhoda kogenerace spočívá v tom, že odpadní teplo odváděné ze spalovacího motoru je využito pro vytápění nebo ohřev teplé vody v objektu. Základní podmínkou pro použití kogenerace je tedy možnost využití tepla.

#### **2.2.1 Kogenerace se spalovacími turbínami**

Ve světě a v Evropě jsou kogenerační jednotky se spalovacími turbínami zpravidla od 1000 kW elektrického výkonu.

### **Výhody kogeneračních zařízení se spalovacími turbínami:**

- převážně decentralizované umístění v místech spotřeby energií a minimální tepelné ztráty v rozvodu
- netradiční výroba elektrické energie a tepla, vyšší elektrická účinnost zařízení
- pro spalování více druhů paliv
- minimální stavební úpravy
- malá hmotnost a rozměry zařízení
- montáž a uvedení do provozu v krátkém časovém období
- plně automatizovaný provoz s pochůzkovou službou
- výhodnost provozu i ve špičkovém tarifu
- zabezpečení dodávky tepelné energie o vyšších parametrech páry
- vysoká spolehlivost a dostatečná životnost

První kogenerační jednotku se spalovací turbínou o výkonu 2,65 MW elektrických a 5MW tepelných v ČR postavila v roce 1994 Brněnská společnost Alstrom Power s.r.o. [1,10]

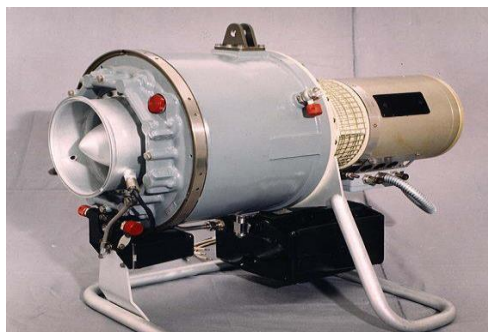


**Obrázek 2.6- Největší kogenerační jednotka se spalovací turbínou v ČR**

*Zdroj: [1]*

### 2.2.2 Kogenerační jednotky s mikroturbínou

Firma PBS Velká Bíteš, a.s. je jedna z prvních, která přichází na trh v ČR s kogenerační jednotkou se spalovací mikroturbínou. Jde o jednotku, která je určena k výrobě elektrické energie a tepla na bázi pohonu s malou spalovací turbínou o elektrickém výkonu 100 kW a je označována TE 100G. Mikroturbína je určena na spalování zemního plynu, ale může spalovat i jiná paliva. Základem těchto jednotek je malá jednohřídelová plynová turbína s jednostupňovým radiálním kompresorem, prstencovou reversní spalovací komorou a dvoustupňovou axiální turbínou. Turbína je plně autonomní. Je vybavena vlastním palivovým, olejovým, elektronickým řídicím systémem a kontrolou odběru vzduchu z kompresoru. Elektronika zabezpečuje automatický rozběh a provoz, jakož i zajišťuje hlídání mezních stavů. Je vybavena digitální řídicí jednotkou a umožňuje trvalý provoz s mechanickým výkonem 96 kW při velmi nízkých emisích hodnotách škodlivin v odchozích spalínách.



**Obrázek 2.7 - Spalovací turbína s generátorem TE 100G**  
*Zdroj: [1]*

### 2.2.3 Výhody a nevýhody kogenerace

Jak už jsem již zmínil, tak jejich hlavní výhodou oproti klasickým zdrojům energie je výrazně vyšší účinnost. S účinností jde většinou ruku v ruce i úspora paliva. Malé kogenerační jednotky poskytují podstatnou výhodu, a to sice snížení ztrát na minimum, které jsou spojeny s dopravou elektřiny a tepla. Kogenerace tedy přináší nesporné výhody jak pro spotřebitele, tak pro společnost, a nepochybně také pro životní prostředí. [1]

- Hlavní výhody:**
- zvýšení celkové účinnosti energetické přeměny
  - snížení emisí
  - nemalé úspory paliva
  - snížení nákladů na výrobu elektřiny a tepla
  - příležitosti k rozvoji decentralizované výroby elektřiny a tepla, při které jsou výrobní jednotky projektovány přímo na míru potřebám konečných spotřebitelů
  - v případě decentralizované výroby dochází ke snížení nebo k úplnému odstranění přenosových a distribučních ztrát
  - příležitost ke zvýšení počtu výrobců elektřiny a tepla, což vede k větší konkurenceschopnosti. [1]
- Nevýhody:**
- vysoké investiční náklady na zařízení
  - návratnost je závislá na využití vyrobeného tepla a elektrické energie
  - ovlivnění ekonomického výstupu změnou cen energetických vstupů, výstupů. [1]

## 2.3 Mikroturbíny

Tento druh zařízení představuje novou generaci spalovacích turbín s odlišným použitím a rozdílnou výrobou. Mikroturbíny bývají většinou řešeny tak, že mají jeden pohyblivý díl, oproti tomu plynové motory jich mohou mít i více než 100. Výrobci zde spoléhají na velké množství – vyrábějí velké množství méně výkonných turbín. Oproti velkým turbínám můžou používat vysokorychlostní generátor. Rotor generátoru pracuje s vysokými otáčkami, které jsou pro tento druh zařízení typické, díky tomu zde odpadá nutnost použití převodovky. Odstranění převodovky má za následek velkou redukci váhy a zkrácení soustrojí. Lze je používat jako mobilní zdroj tepla a elektřiny. V dnešní době většina výrobců používá vzduchová ložiska, a to z toho důvodu, že tento druh ložisek vydrží až 1 00 000 ot/min. Tyto ložiska mají obrovský benefit v tom, že s nimi odpadá olejové hospodářství zařízení. Jelikož zde není nutnost kontrolovat a vyměňovat olej, je takové řešení výhodné jak pro výrobce, tak pro spotřebitele. Průměr oběžného kola bývá většinou okolo 100 mm. [2,5,10]



**Obrázek 2.8 - Soustrojí mikroturbíny od firmy Capstone Turbine Corp**

*zdroj:*

[https://www.google.com/search?tbm=isch&q=mikroturb%C3%ADna&spell=1&sa=X&ved=0ahUKEwjvutil\\_b\\_eAhWHposKHYEjDfUQBQg8KAA&biw=821&bih=752&dpr=1#img\\_rc=rA9hcMInpMCqmM:](https://www.google.com/search?tbm=isch&q=mikroturb%C3%ADna&spell=1&sa=X&ved=0ahUKEwjvutil_b_eAhWHposKHYEjDfUQBQg8KAA&biw=821&bih=752&dpr=1#img_rc=rA9hcMInpMCqmM:)

### 2.3.1 Dělení spalovacích mikroturbín

- 1) **Podle elektrického výkonu** – Od konstruované turbíny s výkonem 370 kW<sub>el</sub>, po modelové turbínky.
- 2) **Podle počtu hřídelí: Jednohřídelové** – Kompresor a generátor je pevně spojen s turbínou. Tím pádem otáčky všech zmíněných komponentů jsou stejné. Tento druh provedení je levnější a jednodušší.  
**Dvouhřídelové** – kompresor a generátor mají rozdílné otáčky. Samostatná část turbíny pohání vzduchový kompresor, její výkon lze regulovat. Otáčky se regulují dle požadavků kompresoru, což je výhodné při častých změnách výkonů. Druhá část turbíny pohání synchronní generátor stabilními otáčkami. Soustrojí mají dobrou účinnost při částečném zatížení.
- 3) **Podle tvaru spalovací komory** – s válcovou komorou  
– s prstencovou komorou
- 4) **Dle druhu spalování paliva** – zemní plyn, nafta, bioolej atd.
- 5) **Podle generátoru** – pomaluběžný synchronní  
– vysokootáčkový asynchronní
- 6) **Podle druhu ložisek** – mazaná olejem  
– vzduchová. [10]

### 2.3.2 Mikroturbíny v dopravě

Autobusy jsou poháněny turbínami Capstone, které jsou velmi kompaktní. Tyto turbíny byly navrhovány a vyvíjeny pro mobilní použití. Například turbína C65 váží 135 kg a její rozměry jsou 67\*89\*76 cm. Funkce je taková, že invertor převádí stejnosměrné napětí autobaterie na elektrický proud pro generátor, který má funkci startéru. Jsou schopny pracovat na nejrůznější paliva. Firma Capstone vyrobila a dodala více jak 100 kusů turbín pro autobusy a silniční vozidla. Elektrobus je emisně čistý, a však má tu nevýhodu, že má malý dosah na dobití.

Výhody mikroturbín násobí přednosti elektrobusů, neboť jsou využívány k průběžnému dobíjení baterií v autobuse. Tím pádem zvyšují dosah autobusů. Další výhodou je to, že slouží k vytápění a klimatizaci autobusů. Když autobus zastaví, tak dochází díky volnoběhu k dobíjení baterie. Mikroturbína má při tomto procesu optimální konstantní



otáčky. Emise mikroturbín, jsou zanedbatelné vzhledem k emisím, které produkují naftové motory. Tento druh autobusů má další výhodu, a to v tom, že jsou méně hlučné oproti naftovým motorům. Tyto turbíny spalují stlačený zemní plyn, nízkosirnou naftu, propan-butan nebo dokonce kerosen. Mikroturbíny jsou chlazeny vzduchem.

DesignLine vyrobil a dodal autobusy s turbínou Capstone do míst, jako je například Austrálie, New York, Baltimoru, Denveru a Hogkongu. Splňují v USA požadavky na čistotu ovzduší bez čištění a úpravy výfukových plynů.

Autobusy jsou v provozu tak dlouho, než jim začne docházet palivo nebo se vybíjet baterie. V noci, když je cena elektřiny nejnižší, tak se dobíjí baterie. V případě, že stav nabití baterie klesne pod 40 %, tak ji turbína začne dobíjet na požadovanou hodnotu.

Mikroturbíny jsou dále instalovány jak do nákladních a užitkových, tak do závodních vozidel, ale mohou také pohánět lodě nebo vlaky. [2,10]



**Obrázek 2.9 - Mikroturbína Capstone v Trolza ECObus-5250**

*Zdroj: [10]*

### **2.3.3 Regenerační výměník – rekuperátor**

Slouží ke zvyšování účinnosti spalovací turbíny. Výměníkem prochází horké spaliny turbíny. Tyto spaliny následně předávají své teplo stlačenému spalovacímu vzduchu, který vychází z kompresoru. Předání tepla probíhá ještě před vstupem do spalovací komory.

Použitím rekuperátoru je možno snížit množství potřebného tepla dodaného ve spalovací komoře, tím pádem snižujeme potřebné množství paliva k ohřátí stlačeného vzduchu na požadovanou teplotu.

V případech, ve kterých je spalovací turbína používána pouze za účelem výroby elektrické energie tak zbylá část tepla už není využívána. Takový způsob provozu není ovšem ekonomicky vůbec výhodný, protože náklady na takovou výrobu elektřiny jsou příliš vysoké. [10]

### **2.3.4 Spalinový výměník**

V případech, kdy probíhá výroba elektřiny a tepla současně, tak je za rekuperátorem umístěn výměník. Díky tomuto výměníku je velká část tepla spalin z turbíny využita. Co se týče mikroturbín, tak jsou výměníky používány k ohřevu vody, topení nebo dokonce chlazení.

Výměníky bývají vestavěny do kogeneračních jednotek, nebo mohou být umístěny nad turbínu či vedle ní. Co se týče umístění nad turbínou, tak je lepší, a to z toho důvodu, že jsou zde menší tlakové ztráty prouděním. Materiál může být buď měď, anebo nerez. Jeden výměník může být společný pro více turbín. [10]

### **2.3.5 Sací a výfukový trakt**

Sací trakt je určen k dopravě spalovacího vzduchu do kompresoru. Sací trakt u mikroturbín je vybaven filtrem. Ten má za úkol zachytit tuhé částice. Tyto nečistoty totiž mohou poškodit, nebo dokonce zničit kompresor a celou turbínu, a to z toho důvodu, že tento druh soustrojí dosahuje vysokých otáček.

Výfukový trakt má za úkol odvádět spaliny. V případech, kdy je turbína umístěna venku, je použit krátký výfukový trakt. Co se týče vnitřního umístění, kde se musí spaliny odvést mimo objekt, je jeho součástí komín, spalinovody a tlumiče hluku. [2,10]

### **2.3.6 Palivové hospodářství**

Ve většině případů mikroturbíny spalují zemní plyn, v některých případech i bioplyn, ovšem palivo musí obsahovat alespoň 50 % metanu. Na trhu jsou i turbíny, které spalují kapalná paliva jako například lehký topný olej, propan či metanol. Dnes existují dokonce dvoupalivové turbíny, které jsou schopny při nedostatku plynu spalovat záložní kapalné palivo. Zařízení, která mají výkon 500kW a více, jsou schopny plynule přejít na záložní palivo bez toho, aniž by muselo dojít k odstavení a opětovnému najíždění.

Nejpoužívanější mikroturbíny používají ke svému provozu středotlaký rozvod zemního plynu, který má tlak 0,4MPa, ovšem pro svůj provoz potřebují tlak paliva 0,4 až 0,8MPa. Z toho důvodu musí být opatřeny kompresorem paliva. Ten následně dodává palivo o požadovaném tlaku. Před tím, než plyn vstoupí do mikroturbíny, tak musí být zbaven veškerých nečistot, které může obsahovat. Tento proces je uskutečněn pomocí palivového filtru.

V případě, že se při provozu vyskytnou nestandardní podmínky je nutno, aby byl palivový trakt vybaven bezpečnostními prvky, jako je například uzavírací ventil, který uzavře přívod paliva a dojde k odstavení zařízení. Palivové vedení by mělo být vybaveno i regulačním ventilem, který může regulovat množství paliva, které bude dodáváno do spalovací komory, a tím pádem regulovat výkon mikroturbíny. [10]

### 2.3.7 Elektrické součásti

Z důvodu, aby mohla mikroturbína pracovat jako kogenerační zdroj, je potřeba ji vybavit generátorem elektrického proudu. Ten má za úkol u malých soustrojí nahradit elektromotor při najíždění turbíny. Výrobci k této problematice přistupují dvojím způsobem.

První varianta používá klasický generátor. Zde je potřeba převést výkon ze soustrojí mikroturbíny na generátor. Pomocí mechanické převodovky je toho docíleno. Převodovka zároveň slouží k regulaci otáček na hodnotu, kterou požaduje generátor. Bohužel s použitím převodovky ztrácí mikroturbíny jednu ze svých předností, a sice nulové olejové hospodářství.

Druhá varianta je uskutečňována pomocí vysokootáčkových generátorů. Způsob zapojení generátoru a mikroturbíny je na společné hřídeli. Dosahují vysokých otáček – až 100 000 ot/min. Ve většině případů se jedná o asynchronní generátory. Používají se dvě odlišná konstrukční řešení. [10]

## 2.4 Srovnání spalovacích turbín s motory

Pístové motory pro energetické účely používají Dieselův nebo Ottův princip. Jedním z hlavních rozdílů je způsob zapalování směsi. V naftovém neboli dieselovém motoru nejprve dochází ke stlačení vzduchu, a poté je vstřikované palivo pod vysokým tlakem. Po vstřiku vysokotlakého paliva do válce dochází ke vznícení směsi (vzduchu a paliva). Oproti tomu plynový (Ottův) motor je skoro stejný jako dieselový, tedy alespoň co se týče hlavních částí motoru – jako například blok, válce, písty, ojnice, čepy a další. Ke smíchání paliva a vzduchu dochází před stlačením. Je zde elektrický zapalovací systém, obdobný benzinovému zážehovému motoru. Tento systém je velice důležitý pro spolehlivost motoru. V dnešní době se již vyrábí i duální systémy na dvě paliva (zemní plyn a topný olej). [10]

**Tabulka 2.1 - Srovnání pohonných jednotek autobusů**

Zdroj: [10]

| Parametr                              | Naftový motor                                 | Mikroturbína Capstone |
|---------------------------------------|---|-----------------------|
| Životnost (hodin do GO)               | Podstatně méně než mikroturbína               | 40 000 hodin          |
| Pohyblivých dílů                      | Až 200  | 1 rotor               |
| Vnější tepelné příslušenství          | Kapalinové chlazení, čerpadlo, nádrž, chladič | Žádné                 |
| Výměny a likvidace provozních kapalin | Mazací olej, nemrznoucí směs                  | Žádné                 |
| Samostatný generátor                  | Nutný   | Ne                    |
| Dodatečné snižování emisí             | Nutné   | Ne                    |
| Pro provoz v mrazech                  | Vhodný  | Vhodná                |

### 2.4.1 Hlavní výhody a nevýhody plynových a dieselových motorů

Nesporná výhoda těchto motorů je více jak stoletý vývoj a velká zkušenost podniků se sériovou výrobou, provozem a údržbou. Stejně jako velká znalost široké veřejnosti.

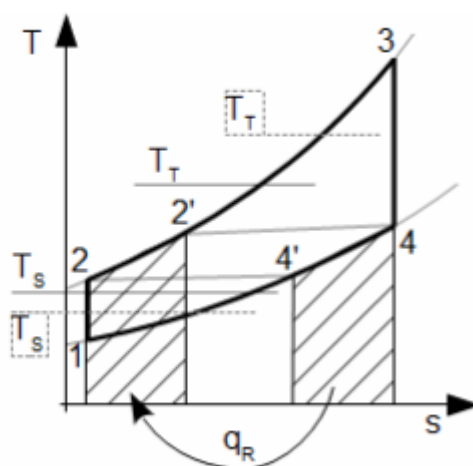
- Výhody:**
- dlouhodobý vývoj
  - obrovské zkušenosti s výrobou, provozem a údržbou
  - nízká cena
  - vyšší účinnost motorů menších výkonů
- Nevýhody:**
- vysoký počet pohyblivých dílů, v některých případech i více než 100 – toto číslo se odvíjí od počtu válců
  - vyšší pravděpodobnost poruchy
  - častější kontroly
  - velké množství emisí, které je nutno redukovat. [10,13]

#### **2.4.2 Hlavní výhody a nevýhody spalovacích turbín**

- Výhody:**
- malá náročnost na provoz a údržbu
  - minimální počet pohyblivých dílů
  - vyšší životnost
  - mikroturbíny jsou dostupnější než motory
  - pravidelný rotační pohyb
  - menší emise ve srovnání se spalovacími motory
  - mikroturbíny mají malou hmotnost a rozměry
  - klidný chod a menší vibrace
  - předpoklady pro sériovou výrobu
  - univerzitní uplatnění
  - v některých případech odpadá olejové hospodářství a chladicí vodní hospodářství
- Nevýhody:**
- vysoká cena
  - vysoká měrná spotřeba
  - dlouhá reakce na změnu zatížení
  - náročná výroba lopatek. [10,13]

### 3 Regenerace tepla – zvýšení účinnosti

Regenerace tepla závisí na ohřevu vzduchu za kompresorem. Tohoto ohřátí je docíleno pomocí horkých spalín na výstupu z turbíny. Díky tomu se zmenší potřebné množství tepla, které by muselo být přivedeno ve spalovací komoře (střední teplota přívodu tepla do oběhu roste), zároveň se snižuje teplota spalín na výstupu z turbíny (střední teplota odvodu tepla z oběhu klesá).



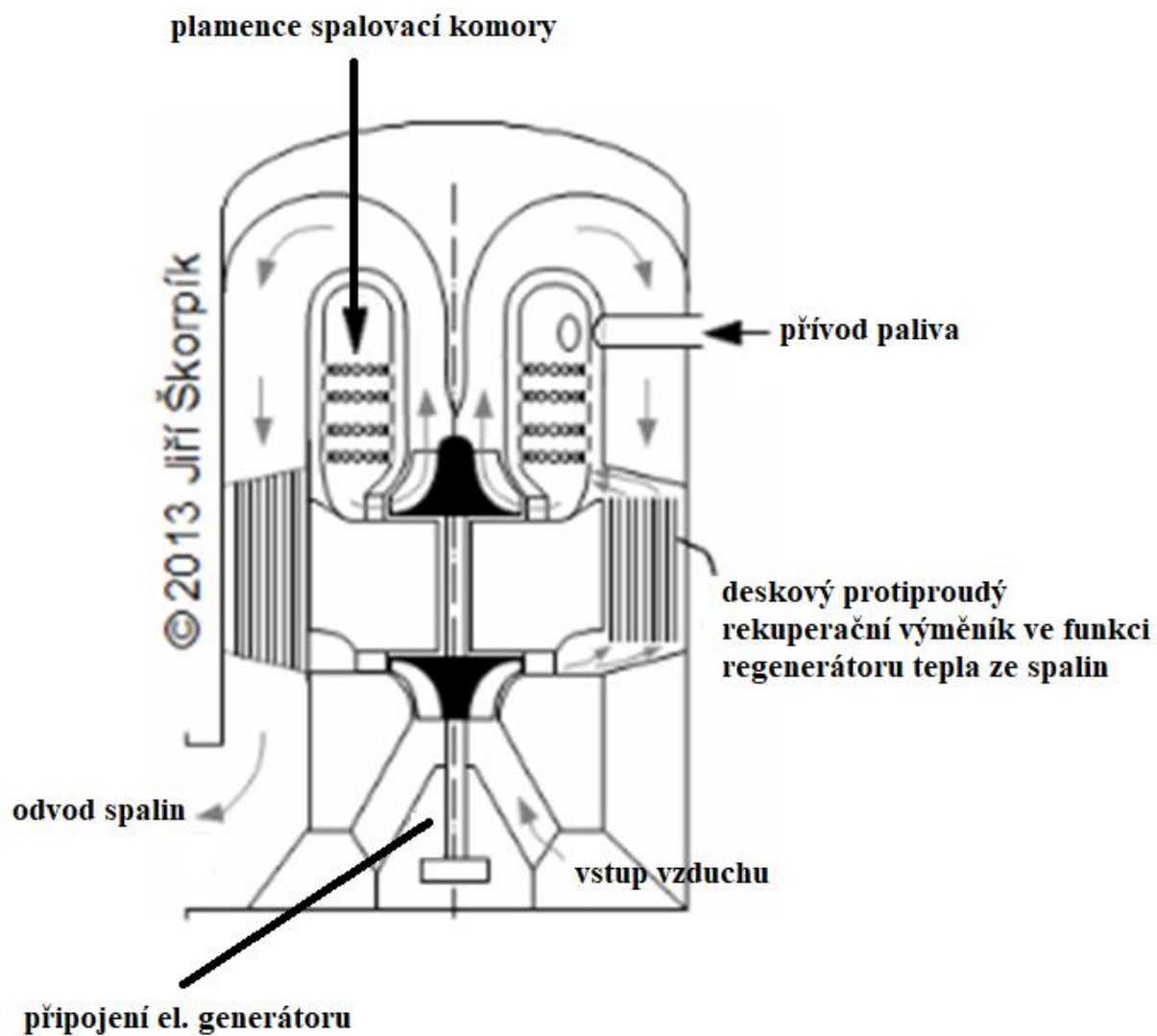
**Obrázek 3.1 - Braytonův oběh – zvýšení teploty  $T_T$  a snížení teploty  $T_s$  regenerací tepla**

Zdroj: <http://www.transformacni-technologie.cz/27.html>

$$\eta_{reg} = \frac{T_{2'} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (1)$$

$$T_4 > T_2; T_{4'} > T_2$$

Dokonalá regenerace ( $\eta_{reg}=1$ ) by znamenala, že teplota  $4'$  bude rovna teplotě 2. Ve skutečnosti musí být teplota  $4'$  o něco vyšší, aby byl zajištěn přestup tepla. [4]



Obrázek 3.2 - Malá spalovací turbína s regenerací tepla

Zdroj: <http://www.transformacni-technologie.cz/27.html>



### 3.1 Tepelná výměník

K procesu regenerace je zapotřebí další zařízení, a tím je tepelný výměník. Většinou se používají rekuperační výměníky (spaliny a vzduch jsou od sebe odděleny teplosměnnou plochou), a ve vzácných případech regenerační výměníky tepla (spaliny a vzduch střídavě smáčí stejnou teplosměnnou plochu). V případě rekuperačních výměníků se používají deskové konstrukce, případně i speciální trubkové konstrukce (protože jednotlivé desky jsou skládány po obvodu kruhu, musí mít evolventní zakřivení, jinak by mezera mezi nimi na vnějším obvodu byla větší než na vnitřním). U spalovacích turbín menších rozměrů a s malým tlakovým poměrem může být teplota spalin na výstupu z turbínové části velmi vysoká, z toho důvodu je potřeba, aby byla zaručena teplotní odolnost regenerátoru. Používají se otáčivé regenerační výměníky s keramickou maticí. [4]

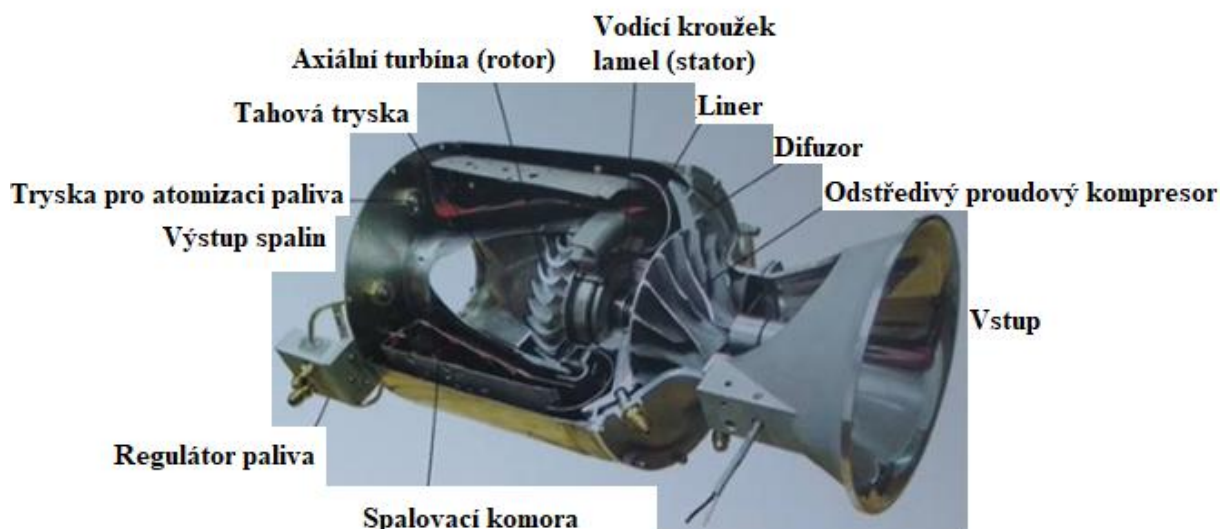


**Obrázek 3.3 - Deskový rekuperační výměník ke spalovací turbíně Capstone**

Zdroj: <http://www.transformacni-technologie.cz/27.html>:

## 4 Popis turbíny SR-30

Tato plynová turbína SR-30 byla navržena a vyrobena firmou Turbine Technologies, LTD. Nyní popíšu turbínu, na které probíhalo měření, a také popíšu funkce jednotlivých částí turbíny viz. obrázek níže.



**Obrázek 4.1 - Řez turbínou SR-30**

*Zdroj:*

[http://www.turbine technologies.com/Portals/0/pdfs/Wentworth%20Inst%20Tech%20Final\\_Report\\_Mini\\_Jet\\_Turbine\\_Analysis\\_and\\_Testing.pdf](http://www.turbine technologies.com/Portals/0/pdfs/Wentworth%20Inst%20Tech%20Final_Report_Mini_Jet_Turbine_Analysis_and_Testing.pdf)

### 4.1 Obecný popis

Samotná turbína SR-30 představuje reprezentativní typ proudového motoru, ve kterém spalování paliva vede k expandování spalin, které jsou schopné produkovat práci. Skládá se z odstředivého proudového kompresoru, prstencové spalovací komory a turbíny s axiálním průtokem. Motor SR – 30 je typický představitel motoru, který se nachází v turbomotorových, turboventilových motorech, které se obvykle používají u letadel nebo jako lodní pohon. V neposlední řadě se používají k průmyslové výrobě elektrické energie.

Každá hlavní součástka motoru se popisuje postupně s ohledem na to, jak jednotlivé části přispívají k celkové funkci motoru. Řez SR-30 usnadňuje kvalitativní zkoumání

základů plynové turbíny a vytváří základ pro pokročilejší teoretické studium. Následující kapitoly poskytují úvod do každé hlavní motorové složky.

## **4.2 Vstup**

Vstup do turbíny je první komponent motoru, který se setkává s pracovní látkou (atmosférickým vzduchem) nezbytnou pro provoz motoru. Podzvukový vstupní kanál provádí konečnou úpravu vstupního vzduchu před jeho vstupem do vnitřku motoru. Vstupní prostor SR-30 je typický představitel podzvukového vstupního kanálu, ve kterém je okolní vzduch přímo směřován na čelní stranu kompresoru.

## **4.3 Odstředivý proudový kompresor**

Statorová a rotorová část tvoří rotující sestavu turbojetového motoru. Motor SR-30 využívá odstředivý kompresor. Při pohledu zepředu se kompresor otáčí proti směru hodinových ručiček. Tímto mechanickým otáčením se přivádí energie do vstupujícího vzduchu. Kompresor, známý také jako oběžné kolo, se otáčí rychlostí až 90 000 ot/min. Tato vysoká rychlost otáčení bere vstupní vzduch na náboji oběžného kola a odstředivým způsobem ho urychluje v radiálním směru směrem k vnějšímu obvodu oběžného kola, kde je vypouštěn přes difuzor. Geometrie lopatek kompresoru a odpovídající aerodynamické síly vyplývající z otáčení způsobují užitečnou změnu rychlosti a tlaku pracovní vzdušiny.

## **4.4 Difuzor**

Difuzor (stator) pracuje ve spojení s kompresorem pro další zpracování pracovní tekutiny. Výtláčný vzduch kompresoru je nasměrován pomocí difuzoru. Je zde snížena rychlost kapaliny a zvyšuje se statický tlak. Tento odváděný vzduch také prochází změnou směru o 90 stupňů, přechází z radiálního na axiální průtok. Kompresor a difuzor společně tvoří kompresní stupeň motoru.

## 4.5 Spalovací komora

Vysokotlaký vzduch opouští difuzor, a následně vstupuje do spalovací komory. Účelem spalovací komory je dále zvýšit tlak a potenciální energetický obsah pracovní tekutiny spalováním směsi plynného paliva a vzduchu. Motor SR-30 je vybaven prstencovou spalovací komorou složenou ze dvou perforovaných trubek. Spalovací komora je orientována v uspořádání se zpětným prouděním. Pouze malá část dostupného kompresorového vzduchu je nezbytná pro podporu spalování. Na primárním konci spalovací komory se smíchá tento primární vzduch a palivo při startu motoru, následně je směs zapálena zapalovací svíčkou. Jakmile je motor spuštěn, zapalovač již není nutný a proces spalování se samočinně udržuje. Vzduch, jehož množství je vyšší než potřebný pro spalování, nazývaný sekundární vzduch, vstupuje přes větší spalovací otvory a pomáhá stabilizovat a umisťovat spalovací plamen uvnitř stěn spalovací komory a chladit spaliny na hodnotu vhodnou pro provoz motoru (obvykle omezená vlastností komponentních materiálů). Návrh prstencové spalovací komory umožňuje téměř rovnoměrné rozložení tlaku kolem vnitřního obvodu spalovací komory.

## 4.6 Tryska pro atomizaci paliva

Palivo vstupuje do spalovací komory skrze šest rovnoměrně rozmístěných trysek pro rozprašování paliva umístěných v krajní zadní části motoru (namontovaných tak, aby vyčnívaly do vstupu spalovacího motoru se zpětným prouděním). Rozprašování pomáhá při účinném a čistém spalování směsi paliva a vzduchu. Pokročilá konstrukce trysek umožňuje spalovat širokou škálu petrolejových paliv.

## **4.7 Regulátor paliva**

Palivo je přivedeno do atomizační trysky pomocí regulátoru paliva. Rychlost motoru je regulována pomocí množství paliva vstupujícího do spalovací komory skrze atomovou trysku. Palivo je dopravováno za konstantního tlaku. Regulátor paliva potom řídí množství benzínu, který se dostane do trysky za pomoci vysokého tlaku a techniky zpětné škrťací klapky. Při malých rychlostech motoru je většina paliva vstupující do kontrolní jednotky vrácena zpět do nádrže. Při přechodu na vyšší rychlost motoru řídicí jednotka zakáže vrácení paliva zpět do nádrže.

## **4.8 Liner**

Teplé spaliny vystupující ze spalovací komory jsou vráceny zpět pod úhlem  $180^\circ$  pomocí přechodové linky.

## **4.9 Vodící kroužek lamel**

Vodící kroužek lopatek (stator) je první součástí turbínové fáze a umožňuje turbíně získat užitečnou práci z procesu spalování. Tento prstenec se skládá ze zahalené řady malých listů profilu, které jsou vždy obráceny do proudu plynu směřujícího směrem dolů, proud toku spalin je otočen pomocí lineru. Když se průtoková cesta zužuje mezi jednotlivými lopatkami, horké vysokotlaké spaliny jsou zrychleny na vysoké rychlosti a vysoký energetický tok.

#### **4.10 Axiální turbína**

Turbína (rotor) přeměňuje energii z plynu na použitelnou mechanickou energii. Další zrychlení roztažného toku probíhá přes lopatky turbíny. Stejně jako lopatky vodícího kroužku lopatek, jsou jednotlivé lopatky turbíny také ve tvaru profilu. Kombinace aerodynamických a reakčních sil vyvolává otáčení turbíny. Veškerý mechanický výkon turbíny je v tom uspořádání přenášen pouze do kompresoru, aby se udržoval celý proces toku. Část energie je využívána k pohonu kompresoru, zbytek energie je přeměněn na tah motoru.

#### **4.11 Tahová tryska-výstup**

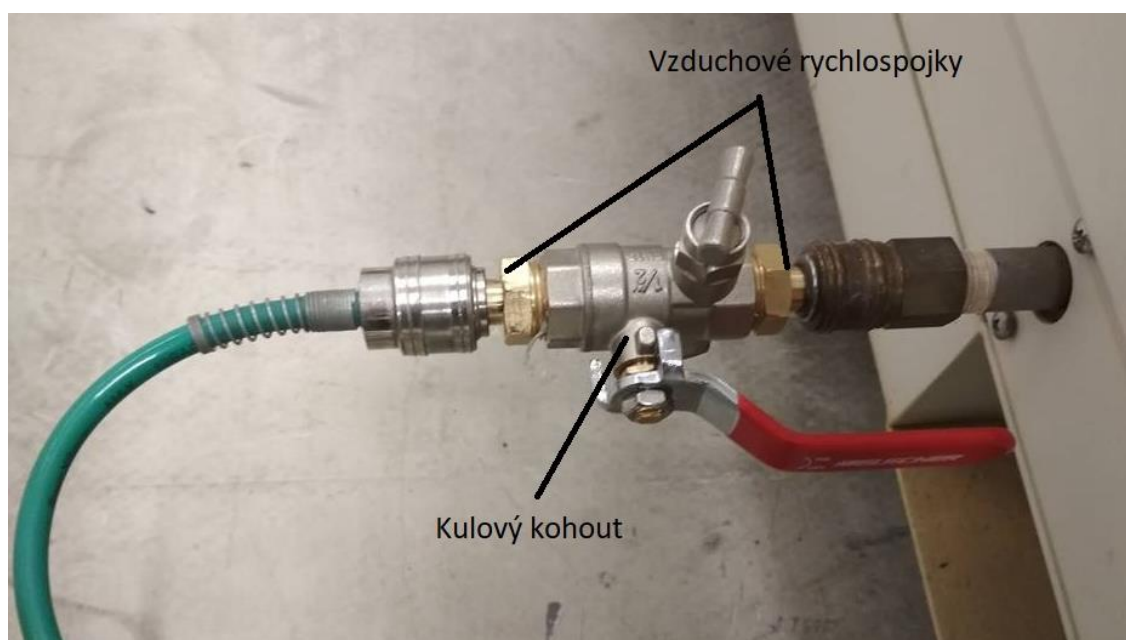
Směrová trubice s postupným zmenšováním průřezu, tahová tryska přemění zbývající spalovací tepelnou energii na kinetickou energii. Plyn proudí tryskou vysokou rychlostí, což vede k výtlačnému tlaku na výstupu z trysky. [5]

## 5 Praktická část

V této kapitole jsou popsány kroky od instalace turbíny přes její renovaci a měření hodnot, včetně výpočtu cyklu bez regenerace a výpočtu s regenerací, až po samotný návrh trubkového výměníku.

### 5.1 Instalace turbíny

Nejprve jsme museli přesunout turbínu SR-30 z VECU, kde byla původně umístěna na budovu CPIT – to nebyl naštěstí žádný problém, protože celé zařízení je vybaveno sadou koleček. Po umístění turbíny bylo nutné vyřešit řadu problémů. Třeba jak propojit pomocný startovací kompresor s turbínou, který ji roztáčí pomocí stlačeného vzduchu. Dále sehnat potřebný materiál na propojení turbíny s komínem, a následně dané komponenty složit. Jak je vidět na obrázku, pomocný startovací kompresor jsem propojil s turbínou pomocí dvou rychlospojek, a také kulového kohoutu. Kohout je zde kvůli tomu, aby při odstavení turbíny nemusel zůstat natlakovaný vzdušník kompresoru. Kohout se jednoduše zavře, a pomocí malého ventilu můžeme odvzdušnit stranu potrubí u turbíny. Následně můžeme pravou rychlospojku odepnout, poté otevřít kohout a vypustit vzdušník do okolí.



**Obrázek 5.1 - Propojení kompresoru a turbíny SR-30**

*Zdroj: autor*

Materiál na propojení turbíny s komínem dodala firma Komín Expres. Firma nám také dodala redukci z průměru 160 mm (velikost výstupu z turbíny SR-30) na 250 mm (velikost komínu), dvě 90° kolena, dvě metrové trubky a jednu půlmetrovou, kterou jsme si následně ještě museli upravovat a zkracovat pomocí kotoučové brusky na požadované rozměry. Komín jsme následně zpevnili pomocí nýtů a veškeré přechodové části opatřili těsnící páskou, která je odolná proti vysokým teplotám.



**Obrázek 5.2 - Propojení komínu a turbíny SR-30**

*Zdroj: autor*

## **5.2 Renovace turbíny – oprava**

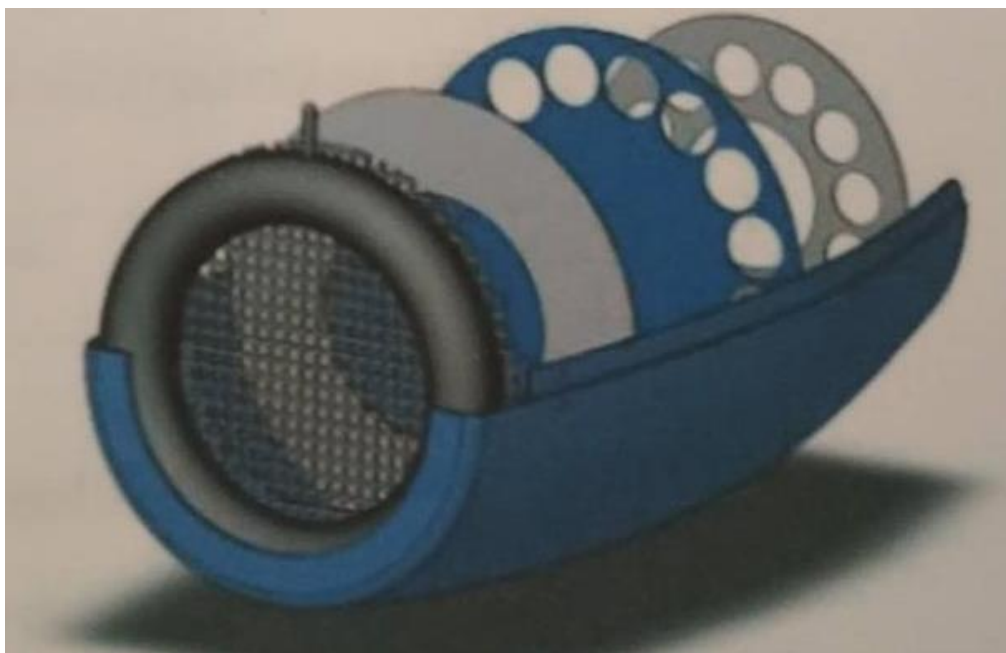
Jako první jsme očistili plochu, na které je turbína umístěna. Z důvodu dlouhodobého odstavení turbíny zde byl mrtvý hmyz, pavučiny, ale především palivo, které se zde dostalo únikem při provozu turbíny. Výrobce uvádí, že k tomuto jevu může docházet, a byli jsme o tom informováni i při přebírání turbíny.



Z počátku byl únik minimální, ale postupně se zvětšoval. Únik paliva byl jeden čas tak velký, že došlo k zahoření paliva na desce. Tento problém jsem vyřešil tak, že jsem dotáhl všechny šroubky v horní části turbíny. Bohužel potom, co jsem vyřešil únik paliva ve vrchní části turbíny, tak nám začalo palivo masivně unikat ve spodní části. Palivo unikalo v místě, kde se propojuje palivová hadice s palivovou trubicí. Při manipulaci s turbínou docházelo k otřesům, a díky tomu došlo k následnému povolení několika kovových rychlospon. Rychlospony byly dotaženy, a poté už k dalšímu úniku paliva nedocházelo.

### 5.3 Průběh a popis měření

Měření proběhlo dne 4. února 2019, proběhla tři měření. Měření na turbíně proběhlo pomocí programu Personal DaqView. Program naměřil 12 výstupních hodnot a každé 1-2 sekundy zapsal jejich aktuální hodnotu. Měření proběhla s tlumičem, a to z důvodu velké hlučnosti turbíny.



**Obrázek 5.3 - Řez tlumičem**

*Zdroj:*

<http://www.turbine technologies.com/Portals/0/pdfs/gas turbine tech sheets/Masters%20Thesis%20Uni%20Stuttgart.pdf>



**Obrázek 5.4 - Zapojení tlumiče**

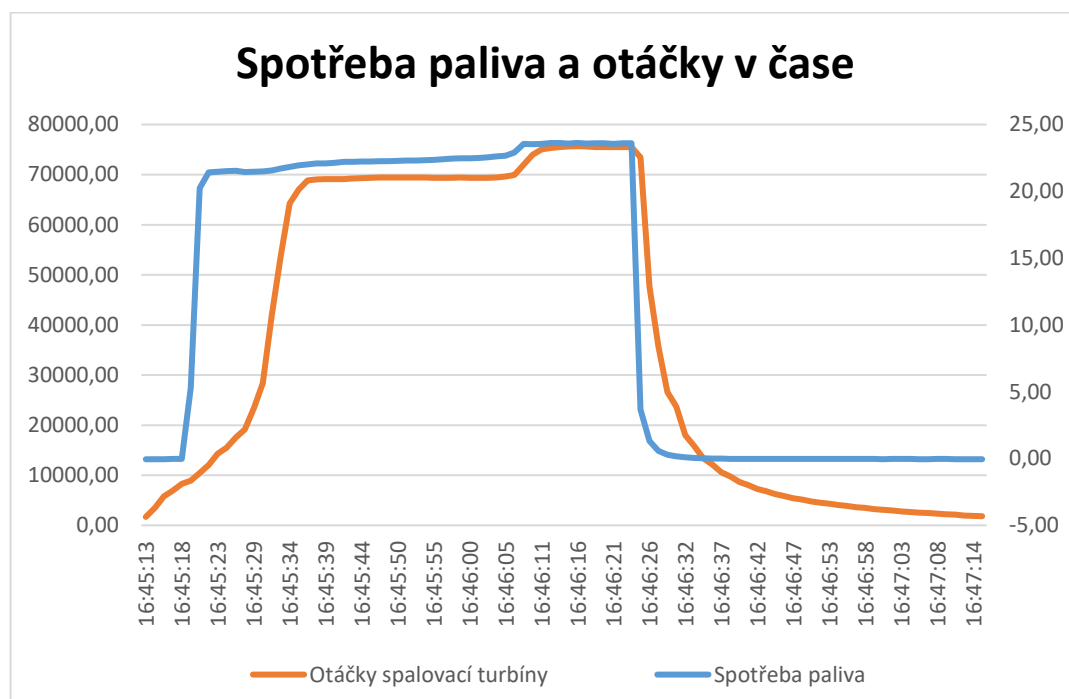
*Zdroj: autor*

Snažil jsem se o to, aby všechna měření proběhla, pokud možno stejně. Po každém měření jsem nechal turbínu zhruba 30 minut chladit, aby byly stejné počáteční hodnoty. V průběhu chlazení turbíny jsem ji roztácel stlačeným vzduchem z pomocného startovacího kompresoru, aby se chlazení urychlilo. Každé měření trvalo zhruba minutu až minutu a půl, protože chvíli trvá, než turbína najede na maximální výkon.

Turbína spotřebuje za minutu provozu až 0,35 litrů paliva (natural 95).

## 5.4 Naměřené hodnoty

Spotřeba paliva je uváděna v litrech za hodinu při daných otáčkách. Průměrná spotřeba paliva pro maximální výkon je 24 l/h, což jde vidět i v grafu níže.



Obrázek 5.5 - Spotřeba paliva v závislosti na otáčkách z prvního měření

Zdroj: autor

Teplota a atmosférický tlak v místnosti byly naměřeny pomocí digitálního teploměru a barometru. Teplota v místnosti narůstala díky turbíně a komínu, který je vedený přes místnost.

Tabulka 5.1 - Teplota a tlak v místnosti

Zdroj: [autor]

| Číslo měření | Teplota<br>v místnosti<br>[°C] | Atmosférický<br>tlak<br>[kPa] |
|--------------|--------------------------------|-------------------------------|
| 1.měření     | 13,30                          | 99,70                         |
| 2.měření     | 15,80                          | 99,73                         |
| 3.měření     | 17,70                          | 99,75                         |
| Průměr       | 15,60                          | 99,73                         |

## 5.5 Výpočet bez regenerace – samotné turbíny

Jelikož výkon turbíny není konstantní, tak z každého měření vezmu 5 maximálních hodnot, které následně zprůměruji, a to budu považovat za konstantní maximální výkon.

Z důvodu velkého množství naměřených hodnot zde jsou pouze ty zprůměrované, se kterými budu provádět výpočet. Excel se všemi měřeními a dalšími výpočty bude umístěn v přílohách.

**Tabulka 5.2 - Průměrné hodnoty ze tří měření pro maximální výkon**

*Zdroj: [autor]*

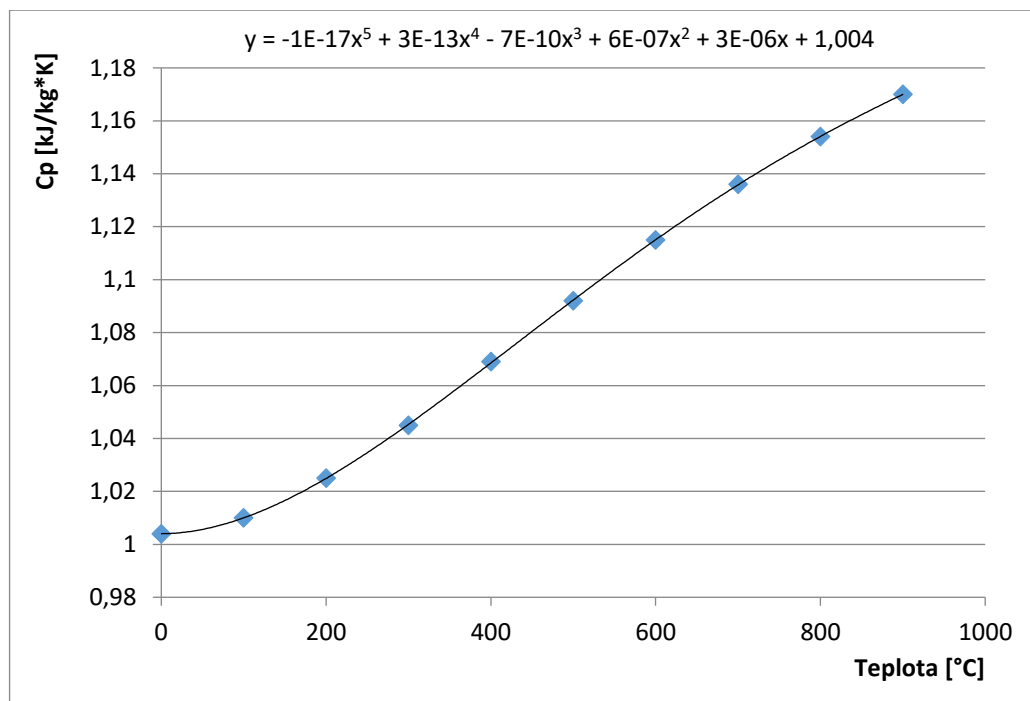
| Tlak před kompresorem    | Tlak za kompresorem      | Tlak před turbínou     | Tlak za turbínou      | Tlak spalin na výstupu z turbíny | Spotřeba paliva                      |
|--------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| $p_1$                    | $p_2$                    | $p_3$                  | $p_4$                 | $p_5$                            | $M_p$                                |
| kPa                      | kPa                      | kPa                    | kPa                   | kPa                              | l/h                                  |
| 3                        | 167                      | 167                    | 25                    | 19                               | 24                                   |
| Otáčky spalovací turbíny | Teplota před kompresorem | Teplota za kompresorem | Teplota před turbínou | Teplota za turbínou              | Teplota spalin za spalovací turbínou |
| N                        | $t_1$                    | $t_2$                  | $t_3$                 | $t_4$                            | $t_{ex}$                             |
| ot/min                   | °C                       | °C                     | °C                    | °C                               | °C                                   |
| 75054                    | 15                       | 185                    | 775                   | 627                              | 514                                  |

### 1) Určení entalpií pracovní látky v základních bodech tepelného oběhu

Jsou dva způsoby, jakými můžu entalpie vypočítat. První je takový, že násobím měrnou tepelnou kapacitu za konstantního tlaku teplotou, pro jakou byla měrná tepelná kapacita určena. Druhý je dle normy ČSN EN 12952-15, který budu používat později ve výpočtech, ale z počátku uvedu oba způsoby, abychom viděli o kolik se entalpie v základních bodech liší.

## První způsob

Nejprve si musím určit jednotlivé měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku pro vzduch o dané teplotě. Byl sestrojen graf, kterým jsem proložil regresní křivku a z ní jsem si vždy určil měrnou tepelnou kapacitu pro danou teplotu vzduchu.



**Obrázek 5.6 - Graf závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě**

*Zdroj: autor*

**Tabulka 5.3 - Hodnota měrné tepelné kapacity pro danou teplotu**

*Zdroj: [autor]*

| Druh teploty    | Teplota | Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku pro danou teplotu vzduchu |
|-----------------|---------|--|
|                 | °C      | kJ/kg·K  |
| t <sub>1</sub>  | 15      | 1,004  |
| t <sub>2</sub>  | 185     | 1,021  |
| t <sub>3</sub>  | 775     | 1,146  |
| t <sub>4</sub>  | 627     | 1,114  |
| t <sub>ex</sub> | 514     | 1,089  |

**Výpočet  $i_1$ -entalpie před kompresorem**

$$i_1 = t_1 \cdot C_{p1} \quad (2)$$

$$i_1 = 15 \cdot 1,004$$

$$i_1 = 15,06 \quad [\text{kJ/kg}]$$

**Výpočet  $i_2$ -entalpie za kompresorem**

$$i_2 = t_2 \cdot C_{p2} \quad (3)$$

$$i_2 = 185 \cdot 1,021$$

$$i_2 = 188,88 \quad [\text{kJ/kg}]$$

**Výpočet  $i_3$ -entalpie před turbínou**

$$i_3 = t_3 \cdot C_{p3} \quad (4)$$

$$i_3 = 775 \cdot 1,146$$

$$i_3 = 888,15 \quad [\text{kJ/kg}]$$

**Výpočet  $i_4$ -entalpie za turbínou**

$$i_4 = t_4 \cdot C_{p4} \quad (5)$$

$$i_4 = 627 \cdot 1,114$$

$$i_4 = 698,48 \quad [\text{kJ/kg}]$$

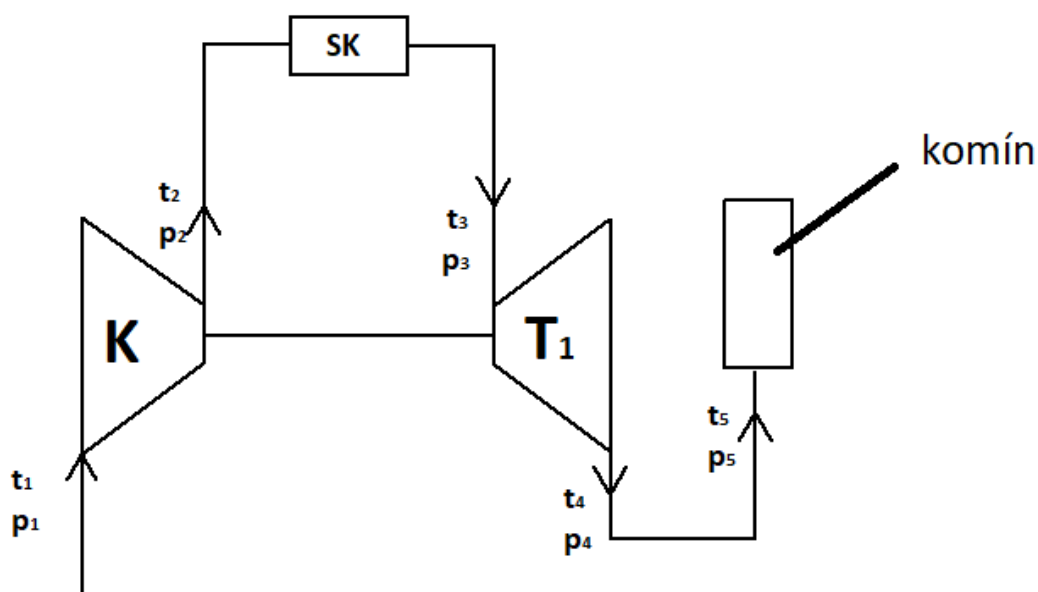
**Výpočet  $i_{\text{ex}}$ -entalpie spalin za turbínou**

$$i_{\text{ex}} = t_{\text{ex}} \cdot C_{p\text{ex}} \quad (6)$$

$$i_{\text{ex}} = 514 \cdot 1,089$$

$$i_{\text{ex}} = 559,75 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Pro představu přidávám schéma turbíny tak, jak ji mám k dispozici. Později budu uvažovat, že za první turbínou je druhá turbína, která je zadána a pohání generátor. Druhá turbína, je zde z toho důvodu, že na výstupu z první turbíny je vysoká teplota, která může dále expandovat na druhé turbíně. Bohužel hodnota tlaků je daleko menší, a to z toho důvodu, že turbína je konstruovaná na měření tahu motoru (větší část tlaku expanduje na první turbíně). Následně bude docházet k samotné regeneraci tepla pomocí trubkového výměníku.



**Obrázek 5.7 - Schéma spalovací turbíny, bez druhé turbíny, generátoru a regenerace tepla**

*Zdroj: autor*

## Druhý způsob dle normy ČSN EN 12952-15

### Výpočet $i_1$ -entalpie před kompresorem

$$i_1 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_1^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_1^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_1^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_1^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_1 + 1,004) \cdot t_1 \quad (7)$$

$$i_1 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 15^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 15^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 15^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 15^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 1,004) \cdot 15$$

$$i_1 = 15,2$$

[kJ/kg]

### Výpočet $i_2$ -entalpie za kompresorem

$$i_2 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_2^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_2^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_2^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_2^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_2 + 1,004) \cdot t_2 \quad (8)$$

$$i_2 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 185^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 185^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 185^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 185^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 185 + 1,004) \cdot 185$$

$$i_2 = 189,2 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Výpočet $i_3$ -entalpie před turbínou

$$i_3 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_3^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_3^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_3^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_3^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_3 + 1,004) \cdot t_3 \quad (9)$$

$$i_3 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 775^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 775^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 775^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 775^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 775 + 1,004) \cdot 775$$

$$i_3 = 888 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Výpočet $i_4$ -entalpie za turbínou

$$i_4 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_4^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_4^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_4^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_4^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_4 + 1,004) \cdot t_4 \quad (10)$$

$$i_4 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 627^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 627^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 627^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 627^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 627 + 1,004) \cdot 627$$

$$i_4 = 699,2 \quad [\text{kJ/kg}]$$



### Výpočet $i_{ex}$ -entalpie spalin za turbínou

$$i_{ex} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_{ex}^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_{ex}^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_{ex}^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_{ex}^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_{ex} + 1,004) \cdot t_{ex} \quad (11)$$

$$i_{ex} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 514^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 514^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 514^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 514^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 514 + 1,004) \cdot 514$$

$$i_{ex} = 559,5 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Srovnání výpočtů entalpií

Ve třech z pěti počítaných entalpií vyšla větší hodnota druhým výpočtovým způsobem, čily podle normy. Pro následující výpočty budu brát výsledky entalpií dle normy ČSN EN 12952-15.

### 2) Měrná práce kompresoru

Turbokompresor:

- sdílení tepla s okolím je zanedbatelné, tzn.  $dq=0$
- vnitřní práce odpovídá změně stavu vzduchu

$$a_K = \Delta i = i_2 - i_1 = c_{p2} \cdot t_2 - c_{p1} \cdot t_1 \quad (12)$$

$$a_K = 189,2 - 15,2$$

$$a_K = 174 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$a_{Kie} = \Delta i = i_{2ie} - i_1 = c_{p2} \cdot t_{2ie} - c_{p1} \cdot t_1$$

Izoentropickou práci kompresoru budu počítat tak, že nejprve si vypočítám  $t_{2ie}$ , ale před tím si vypočítám  $T_{2ie}$ . K  $p_2$  a  $p_1$  budu přičítat atmosferický tlak. Následně vypočítám  $i_{2ie}$ , a poté dopočítám  $a_{kie}$ .

### Izoentropická teplota za kompresorem

$$T_{2,ie} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} \quad (13)$$

$$T_{2,ie} = (15 + 273,15) \cdot \left(\frac{167 + 99,73}{3 + 99,73}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{2,ie} = 379 \quad [\text{K}]$$

$$t_{2ie} = T_{2,ie} - 273 \quad (14)$$

$$t_{2ie} = 106 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

### Izoentropická entalpie za kompresorem

$$i_{2ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_{2ie}^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_{2ie}^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_{2ie}^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_{2ie}^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_{2ie} + 1,004) \cdot t_{2ie} \quad (15)$$

$$i_{2ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 106^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 106^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 106^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 106^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 106 + 1,004) \cdot 106$$

$$i_{2ie} = 106,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Izoentropická práce kompresoru

$$a_{Kie} = \Delta i = i_{2ie} - i_1 = c_{p2} \cdot t_{2ie} - c_{p1} \cdot t_1 \quad (16)$$

$$a_{Kie} = 106,7 - 15,2$$

$$a_{Kie} = 91,5 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 3) Měrná práce turbíny

Plynová turbína:

- sdílení tepla s okolím je zanedbatelné, tzn.  $dq=0$
- vnitřní práce odpovídá změně stavu vzduchu

$$a_T = \Delta i = i_3 - i_4 = c_{p3} \cdot t_3 - c_{p4} \cdot t_4 \quad (17)$$

$$a_T = 888 - 699,2$$

$$a_T = 188,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Izoentropickou práci turbíny budu počítat tak, že nejprve si vypočítám  $t_{4ie}$ . K  $p_4$  a  $p_3$  budu přičítat atmosferický tlak.

### Izoentropická teplota za turbínou

$$T_{4,ie} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} \quad (18)$$

$$T_{4,ie} = (775 + 273,15) \cdot \left(\frac{25 + 99,73}{167 + 99,73}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{4,ie} = 844 \quad [\text{K}]$$

$$t_{4ie} = T_{4,ie} - 273 \quad (19)$$

$$t_{4ie} = 844 - 273$$

$$t_{4ie} = 571 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

### Izoentropická entalpie za turbínou

$$i_{4ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_{4ie}^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_{4ie}^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_{4ie}^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_{4ie}^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_{4ie} + 1,004) \cdot t_{4ie} \quad (20)$$

$$i_{4ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 571^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 571^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 571^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 571^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 571 + 1,004) \cdot 571$$

$$i_{4ie} = 628,8 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Izoentropická práce turbíny

$$a_{Tie} = \Delta i = i_3 - i_{4ie} = c_{p3} \cdot t_{3ie} - c_{p4} \cdot t_4 \quad (21)$$

$$a_{Tie} = 888 - 628,8$$

$$a_{Tie} = 259,1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

#### 4) Hmotnostní průtok pracovní látky spalovací turbínou

Nejprve si musím vypočítat hustotu vzduchu před turbokompresorem ( $\rho_{vz}$ ).

Vím, že:  $\rho_{vz,N} = 1,293$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu za normálních podmínek  
 $p_N = 101325$  [Pa] – tlak za normálních podmínek  
 $T_N = 273,15$  [K] – teplota za normálních podmínek

##### Hustota vzduchu před turbokompresorem

K tlaku  $p_1$  budu přičítat atmosférický tlak.

$$\rho_{vz} = \rho_{vz,N} \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad (22)$$

$$\rho_{vz} = 1,293 \cdot \frac{3 \cdot 1000 + 99,73 \cdot 1000}{101325} \cdot \frac{273,15}{15 + 273,15}$$

$$\rho_{vz} = 1,242 \quad [\text{kg/m}^3]$$

##### Rychlost vzduchu

$p_1$ -diferenční tlak

$$w_{vz} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho_{vz}}} \quad (23)$$

$$w_{vz} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3 \cdot 1000}{1,242}}$$

$$w_{vz} = 69,62 \quad [\text{m/s}]$$

##### Množství vzduchu v bodě 1, tzn. v sání

- průtočný průřez sání turbokompresoru  $S_k = 0,00311$  [m<sup>2</sup>]

- hodnotu průřezu jsem získal z dokumentace a popisu turbíny SR-30

$$m_{vz} = w_{vz} \cdot S_k \cdot \rho_{vz} \quad (24)$$

$$m_{vz} = 69,62 \cdot 0,00311 \cdot 1,242$$

$$m_{vz} = 0,269 \quad [\text{kg/s}]$$

#### 5) Výkon kompresoru

$$P_K = m_{vz} \cdot a_K \quad (25)$$

$$P_K = 0,269 \cdot 174$$

$$P_K = 46,8 \quad [\text{kW}]$$

### Izoentropický výkon kompresoru

$$P_{Kie} = m_{vz} \cdot a_{Kie} \quad (26)$$

$$P_{Kie} = 0,269 \cdot 91,5$$

$$P_{Kie} = 24,6 \quad [\text{kW}]$$

### 7) Výkon turbíny

$$P_T = m_{vz} \cdot a_T \quad (27)$$

$$P_T = 0,269 \cdot 188,7$$

$$P_T = 50,8 \quad [\text{kW}]$$

### Izoentropický výkon turbíny

$$P_{Tie} = m_{vz} \cdot a_{Tie} \quad (28)$$

$$P_{Tie} = 0,269 \cdot 259,1$$

$$P_{Tie} = 69,7 \quad [\text{kW}]$$

### 8) Příkon v palivu

Spalovací komora:

- tlaková ztráta je zanedbatelná, tzn.  $dp=0$

- příkon v palivu = dodané teplo do spalovací komory

$$q_a = \Delta i = i_3 - i_2 = c_{p3} \cdot t_3 - c_{p2} \cdot t_2 \quad (29)$$

$$q_a = 888 - 189,2$$

$$q_a = 698,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 9) Termodynamická účinnost kompresoru

$$\eta_{Kie} = \frac{a_{Kie}}{a_k} \cdot 100 \quad (30)$$

$$\eta_{Kie} = \frac{91,5}{174} \cdot 100$$

$$\eta_{Kie} = 52,6 \quad [\%]$$

### 10) Termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{Tie} = \frac{a_T}{a_{Tie}} \cdot 100 \quad (31)$$

$$\eta_{Tie} = \frac{188,7}{259,1} \cdot 100$$

$$\eta_{Tie} = 72,8 \quad [\%]$$

## 11) Výpočet tahu motoru

Nejprve si musím vypočítat hustotu vzduchu na výstupu z turbíny ( $\rho_{vz,out}$ ).

Vím, že:  $\rho_{vz,N} = 1,293$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu za normálních podmínek

$p_N = 101325$  [Pa] – tlak za normálních podmínek

$T_N = 273,15$  [K] – teplota za normálních podmínek

K tlaku  $p_1$  budu přičítat atmosférický tlak.

### Hustota vzduchu na výstupu z turbíny

K tlaku  $p_1$  budu přičítat atmosférický tlak.

$$\rho_{vz,out} = \rho_{vz,N} \cdot \frac{p_5}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_5} \quad (32)$$

$$\rho_{vz,out} = 1,293 \cdot \frac{19 \cdot 1000 + 99,73 \cdot 1000}{101325} \cdot \frac{273,15}{514 + 273,15}$$

$$\rho_{vz,out} = 0,525 \quad [\text{kg/m}^3]$$

### Výpočet rychlosti vzduchu na výstupu z turbíny

$$w_{vz,out} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_5}{\rho_{vz,out}}} \quad (33)$$

$$w_{vz,out} = \sqrt{\frac{2 \cdot 19 \cdot 1000}{0,525}}$$

$$w_{vz,out} = 267,33 \quad [\text{m/s}]$$

### Výpočet objemového průtoku vzduchu na výstupu z turbíny

$S_T$  – plocha příčného průřezu výstupní části turbíny

$$S_T = 0,0025 \quad [\text{m}^2]$$

-hodnotu jsem opět získal z dokumentace, která je součástí turbíny SR-30

$$Q_{vz,out} = S_T \cdot w_{vz,out} \quad (34)$$

$$Q_{vz,out} = 0,0025 \cdot 267,33$$

$$Q_{vz,out} = 0,668 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

### Výpočet hmotnostního průtoku vzduchu na výstupu z turbíny

$$m_{vz, out} = \rho_{vz, out} \cdot Q_{vz, out} \quad (35)$$

$$m_{vz, out} = 0,525 \cdot 0,668$$

$$m_{vz, out} = 0,35 \quad [\text{kg/s}]$$

### Výpočet vyvíjeného tahu

$$T = m_{vz, out} \cdot w_{vz, out} \quad (36)$$

$$T = 0,35 \cdot 267,33$$

$$T = 93,56 \quad [\text{N}]$$

### 12) Výpočet mechanických a tepelných ztrát uvnitř oběhu

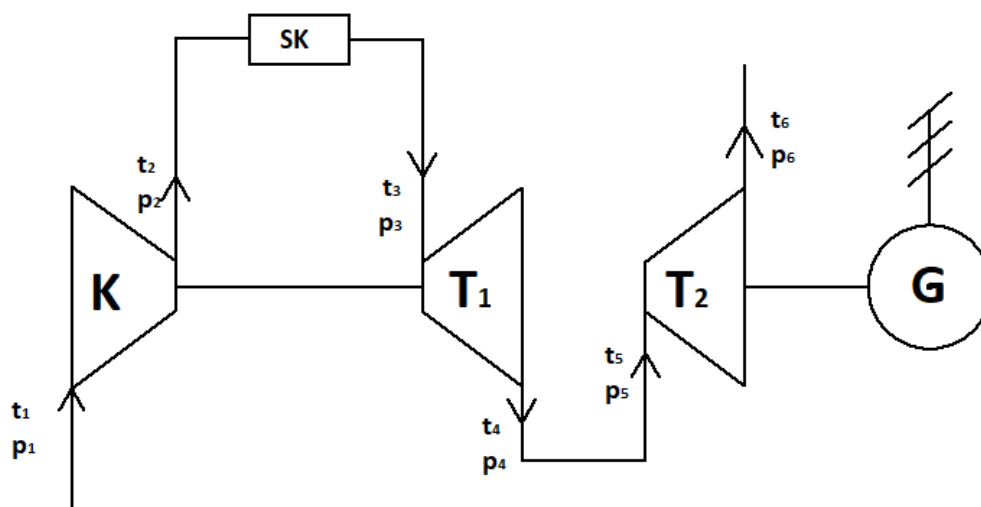
$$Z_{mech./tep.} = \frac{a_T - a_k}{q_a} \cdot 100 \quad (37)$$

$$Z_{mech./tep.} = \frac{188,7 - 174}{698,7} \cdot 100$$

$$Z_{mech./tep.} = 2,1 \quad [\%]$$

-ztráty zde mohly vzniknout třením nebo únikem tepla do okolí

## 5.6 Výpočet výkonové turbíny (cyklus bez regenerace)



**Obrázek 5.8 - Schéma spalovací turbíny s turbínou, která pohání generátor a se samotným generátorem, bez regenerace tepla**

*Zdroj: autor*

Popis obrázku:

K-kompresor

SK-spalovací komora

T<sub>1</sub>-první turbína

t<sub>5</sub>-teplota před druhou turbínou

p<sub>5</sub>-tlak před druhou turbínou

T<sub>2</sub>-druhá turbína

t<sub>6</sub>-teplota za druhou turbínou

p<sub>6</sub>-tlak za druhou turbínou

G-generátor

Místo difuzoru na výstupu z první turbíny uvažuji trubku, která přivádí spaliny do druhé turbíny o stejných hodnotách teplot a tlaků, jako jsou na výstupu z první turbíny. Izoentropická účinnost druhé turbíny je dle zadání 86 % ( $\eta_{isoTUR2} = 86\%$ ). Teplota  $t_5 = t_4 = 627\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Teplotu  $t_6$  budu volit pro teoretický výpočet tak velkou, aby při zařazení regeneračního ohříváku mohly spaliny předat dostatečné množství tepla vzduchu za kompresorem, ovšem při zavedení regeneračního ohříváku budu počítat se skutečnou



teplotou, jaká je na výstupu z druhé turbíny. Teplotní spád druhé turbíny bude pro teoretický výpočet větší oproti teplotnímu spádu první turbíny. Víme, že teplotní spád u první turbíny byl 148 °C, ale teplotní spád u druhé turbíny bude 333 °C. Z toho plyne, že  $t_6 = t_5 - 333 = 627 - 333 = 294$  °C,  $t_6$  volím tak velké z toho důvodu, aby byl prokazatelný nárůst účinnosti po regeneraci tepla. Tlakový spád na druhé turbíně bude 21 kPa – to znamená, že  $p_6 = p_5 - 21 = 25 - 21 = 4$  kPa. Účinnost generátoru si volím 92 % ( $\eta_{gen} = 92\%$ ).

**Tabulka 5.4 - Teploty a tlaky před druhou a za druhou turbínou**

*Zdroj: [autor]*

| $t_5=t_4$                    | $t_6$   | $p_5=p_4$                 | $p_6$                   |
|------------------------------|---|---------------------------|-------------------------|
| Teplota před druhou turbínou | Teplota za druhou turbínou pro teoretický výpočet | Tlak před druhou turbínou | Tlak za druhou turbínou |
| °C                           | °C  | kPa                       | kPa                     |
| 627                          | 294   | 25                        | 4                       |

#### 14) Určení entalpií pracovní látky v základních bodech tepelného oběhu

##### Výpočet $i_5$ -entalpie před druhou turbínou

$$i_5 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_5^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_5^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_5^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_5^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_5 + 1,004) \cdot t_5 \quad (38)$$

$$i_5 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 627^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 627^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 627^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 627^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 627 + 1,004) \cdot 627$$

$$i_5 = 699,2 \quad [\text{kJ/kg}]$$

##### Výpočet $i_6$ -entalpie za druhou turbínou

$$i_6 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_6^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_6^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_6^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_6^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_6 + 1,004) \cdot t_6 \quad (39)$$

$$i_6 = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 294^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 294^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 294^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 294^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 294 + 1,004) \cdot 294$$

$$i_6 = 306,1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

## 15) Měrná práce druhé turbíny

Plynová turbína:

- sdílení tepla s okolím je zanedbatelné, tzn.  $dq=0$

- vnitřní práce odpovídá změně stavu vzduchu

$$a_{T2} = \Delta i = i_5 - i_6 = c_{p5} \cdot t_5 - c_{p6} \cdot t_6 \quad (40)$$

$$a_{T2} = 699,2 - 306,1$$

$$a_{T2} = 393,1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$a_{T2ie} = \Delta i = i_5 - i_{6ie} = c_{p5} \cdot t_5 - c_{p6} \cdot t_{6ie}$$

Izoentropickou práci turbíny budu počítat tak, že nejprve si vypočítám  $t_{6ie}$ . K  $p_6$  a  $p_5$  budu přičítat atmosferický tlak.

### Izoentropická teplota za turbínou

$$T_{6,ie} = T_5 \cdot \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} \quad (41)$$

$$T_{6,ie} = (627 + 273,15) \cdot \left(\frac{4 + 99,73}{25 + 99,73}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{6,ie} = 854 \quad [\text{K}]$$

$$t_{6ie} = T_{6,ie} - 273 \quad (42)$$

$$t_{6ie} = 874,5 - 273$$

$$t_{6ie} = 580,8 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

### Izoentropická entalpie $i_{6ie}$ za druhou turbínou

$$i_{6ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_{6ie}^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_{6ie}^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_{6ie}^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_{6ie}^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_{6ie} + 1,004) \cdot t_{6ie} \quad (43)$$

$$i_{6ie} = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 580,8^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 580,8^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 580,8^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 580,8^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 580,8 + 1,004) \cdot 580,8$$

$$i_{6ie} = 641,5 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### Izoentropická práce druhé turbíny

$$a_{T2ie} = \Delta i = i_5 - i_{6ie} \quad (44)$$

$$a_{T2ie} = 699,2 - 641,5$$

$$a_{T2ie} = 57,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 16) Výkon druhé turbíny i s generátorem

$$P_{TII} = m_{vz,out} \cdot a_{T2ie} \cdot \eta_{isoTUR2} \cdot \eta_{gen} \quad (45)$$

$$P_{TII} = 0,35 \cdot 57,7 \cdot 0,86 \cdot 0,92$$

$$P_{TII} = 15,97 \quad [\text{kW}]$$

### 17) Účinnost cyklu bez regenerace

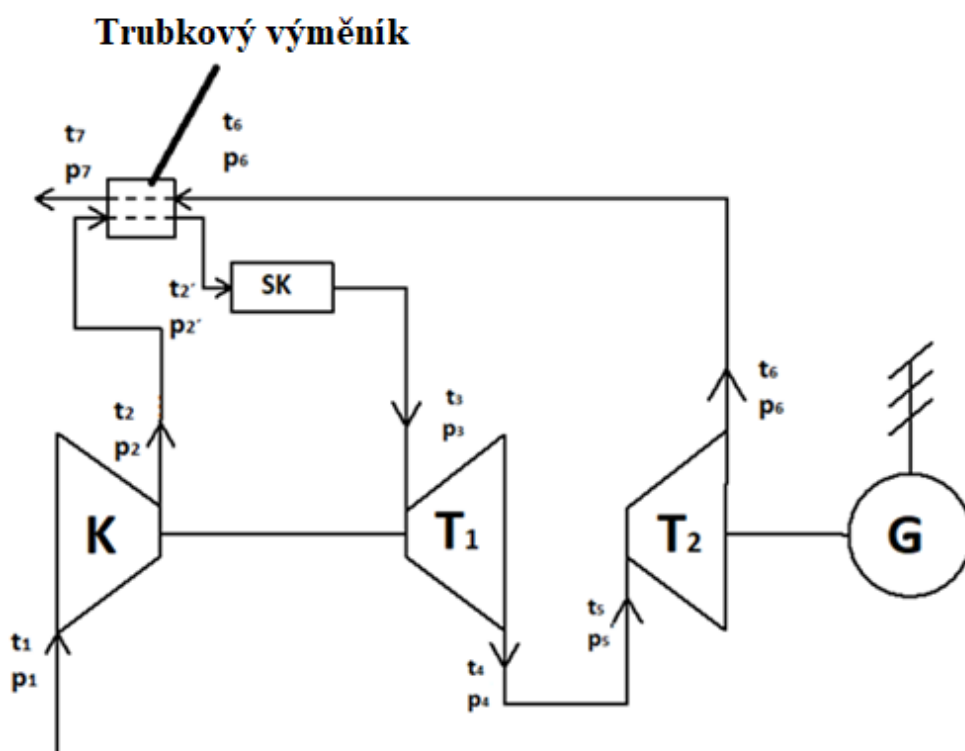
$$\eta_{cyklu} = \frac{a_{T2ie}}{q_a} \cdot 100 \quad (46)$$

$$\eta_{cyklu} = \frac{57,7}{698,7} \cdot 100$$

$$\eta_{cyklu} = 8,25 \quad [\%]$$

## 5.7 Výpočet celého oběhu s regenerací

Budu regenerovat vzduch za kompresorem pomocí tepla spalin a trubkového výměníku. Jak již bylo zmíněno, tak místo difuzoru na výstupu z první turbíny je trubka, aby nedošlo ke ztrátě tlaku a teploty. Trubkový výměník předá  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  vzduchu za kompresorem a teplota  $t_2'$  (teplota za kompresorem po regeneraci) bude  $t_2' = t_2 + 150 = 185 + 150 = 335\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Díky regeneraci bude menší příkon paliva ve spalovací komoře, protože teplota vzduchu před spalovací komorou naroste o  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a díky tomu naroste účinnost celého cyklu. Tlaky zůstanou v celém oběhu stejné, i teploty kromě teploty  $t_2$ , což je regenerovaná teplota. Pro představu a dobré orientování přidávám schéma celého pracovního oběhu.



Obrázek 5.9-Schéma celého pracovního oběhu včetně trubkového výměníku

*Zdroj: autor*

Popis obrázku:

Vysvětlení daných teplot a tlaků je uvedeno na následující straně v tabulce.

K-kompresor

T<sub>1</sub>-první turbína

T<sub>2</sub>-druhá turbína

G-generátor

**Tabulka 5.5 - Tlaky v celém oběhu po regeneraci***Zdroj: [autor]*

| Tlak před kompresorem  | Tlak za kompresorem       | Tlak za kompresorem po regeneraci | Tlak před první turbínou   |
|------------------------|---------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| $p_1$                  | $p_2$                     | $p_2'$                            | $p_3$                      |
| kPa                    | kPa                       | kPa                               | kPa                        |
| 3                      | 167                       | 167                               | 167                        |
| Tlak za první turbínou | Tlak před druhou turbínou | Tlak za druhou turbínou           | Tlak za deskovým výměníkem |
| $p_4$                  | $p_5 = p_4$               | $p_6$                             | $p_7$                      |
| kPa                    | kPa                       | kPa                               | kPa                        |
| 25                     | 25                        | 4                                 | atm. tlak                  |

**Tabulka 5.6 - Teploty v celém oběhu po regeneraci***Zdroj: [autor]*

| Teplota před kompresorem  | Teplota za kompresorem       | Teplota za kompresorem po regeneraci | Teplota před první turbínou           |
|---------------------------|------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| $t_1$                     | $t_2$                        | $t_2'$                               | $t_3$                                 |
| °C                        | °C                           | °C                                   | °C                                    |
| 15                        | 185                          | 335                                  | 775                                   |
| Teplota za první turbínou | Teplota před druhou turbínou | Teplota za druhou turbínou           | Teplota za deskovým výměníkem (volím) |
| $t_4$                     | $t_5 = t_4$                  | $t_6$                                | $t_7$                                 |
| °C                        | °C                           | °C                                   | °C                                    |
| 627                       | 627                          | 580,8                                | 470                                   |

Teplota  $t_7$  (teplota za trubkovým výměníkem) je zatím odhadovaná, ale později budu tuhle hodnotu počítat při návrhu výměníku.

### 18) Výpočet $i_2'$ -entalpie za kompresorem po regeneraci

$$i_2' = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot t_2'^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot t_2'^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot t_2'^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot t_2'^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_2' + 1,004) \cdot t_2' \quad (47)$$

$$i_2' = (-0,1 \cdot 10^{-16} \cdot 335^5 + 0,3 \cdot 10^{-12} \cdot 335^4 - 0,7 \cdot 10^{-9} \cdot 335^3 + 0,6 \cdot 10^{-6} \cdot 335^2 + 0,3 \cdot 10^{-5} \cdot 335 + 1,004) \cdot 335$$

$$i_2' = 352 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 19) Příkon v palivu po regeneraci

Spalovací komora:

- tlaková ztráta je zanedbatelná, tzn.  $dp=0$
- příkon v palivu = dodané teplo do spalovací komory

$$q_{a,reg.} = \Delta i = i_3 - i_2' \quad (48)$$

$$q_{a,reg.} = 888 - 352$$

$$q_{a,reg.} = 536 \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 20) Účinnost cyklu po regeneraci

$$\eta_{cyklu,reg.} = \frac{a_{Tzie}}{q_{a,reg.}} \cdot 100 \quad (49)$$

$$\eta_{cyklu,reg.} = \frac{57,7}{536} \cdot 100$$

$$\eta_{cyklu,reg.} = 10,76 \quad [\%]$$

### 21) Rozdíl účinností před a po regeneraci

$$\eta_{rozdl} = \eta_{cyklu,reg.} - \eta_{cyklu} \quad (50)$$

$$\eta_{rozdl} = 10,76 - 8,25$$

$$\eta_{rozdl} = 2,51 \quad [\%]$$

## 5.8 Návrh tepelného výměníku spaliny-vzduch

V této části se budu zabývat návrhem a výpočtem trubkového výměníku. Výměník je zařízení, které umožňuje výměnu tepla mezi dvěma tekutinami o nestejně teplotě. Původně jsem chtěl navrhovat deskový výměník, jak je v těchto aplikacích zvykem, ale bohužel z důvodu vysoké teploty spalin na vstupu do výměníku tohle není možné. Kontaktoval jsem i firmy, které se zabývají výrobou deskových výměníků, ale i ty mi potvrdily, že to není možné. Teplonosným médiem jsou zde spaliny, které předávají své teplo vzduchu za kompresorem.

Celý výpočet výměníku je uveden v příloze B: Výpočet trubkového výměníku, v programu Microsoft Office Excel. Zde uvedu pouze výpočet teploty  $t_7$  (teplota za výměníkem) a výpočet výkonu výměníku.

Nejprve jsem si musel vypočítat skutečnou hodnotu teploty spalin za výměníkem, to jsou udělal pomocí rovnice tepelné bilance, kde jsem zanedbal vliv účinnosti výměníku. Měrnou tepelnou kapacitu vzduchu, která je nezbytná pro výpočet, jsem určoval pro jeho střední hodnotu vzduchu (260 °C). Měrnou tepelnou kapacitu spalin jsem určoval též pro střední teplotu spalin, ale jelikož jsem neznal výstupní teplotu spalin z výměníku, tak jsem ji odhadl (440 °C), a následně dopočítal střední teplotu spalin (510 °C), a dle ní jsem určil měrnou tepelnou kapacitu spalin.

**Tabulka 5.7 - Tabulka hodnot nezbytných pro výpočet výstupní teploty z výměníku**

*Zdroj: [autor]*

|  |             |       |         |
|--|-------------|-------|---------|
| Teplota spalin na vstupu                     | $t_6$       | 580   | °C      |
| Teplota spalin na výstupu<br>(odhadovaná)    | $t_7$       | 440   | °C      |
| Teplota vzduchu na vstupu                    | $t_2$       | 185   | °C      |
| Teplota vzduchu na výstupu                   | $t_2'$      | 335   | °C      |
| Měrná tepelná kapacita vzduchu<br>pro 260 °C | $C_{pvz}$   | 1,034 | kJ/kg·K |
| Měrná tepelná kapacita spalin<br>pro 510 °C  | $C_{pspal}$ | 1,68  | kJ/kg·K |
| Množství vzduchu                             | $m_{vz}$    | 0,269 | kg/s    |
| Množství spalin                              | $m_{spal}$  | 0,35  | kg/s    |

## 22) Výpočet teploty $t_7$ - (teplota za trubkovým výměníkem) z rovnice tepelné bilance

$$m_{spal} \cdot C_{pspal} \cdot (t_6 - t_7) = m_{vz} \cdot C_{pvz} \cdot (t_2' - t_2) \quad (51)$$

Vyjádření teploty  $t_7$

$$t_7 = - \frac{m_{vz} \cdot C_{pvz} \cdot (t_2' - t_2)}{m_{spal} \cdot C_{pspal}} + t_6$$

$$t_7 = - \frac{0,269 \cdot 1,034 \cdot (335 - 185)}{0,35 \cdot 1,68} + 580$$

$$t_7 = 509 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

## 23) Základní tepelný výpočet

Sdílené teplo ve výměníku

$$Q = m_{vz} \cdot c_{pvz} \cdot (t_2' - t_2) \quad (52)$$

$$Q = 0,269 \cdot 1,034 \cdot (335 - 185)$$

$$Q = 41,72 \quad [\text{kW}]$$

Nyní popíšu postup výpočtu trubkového výměníku. Poté, co jsem vypočítal skutečnou teplotu spalin za výměníkem a výkon výměníku, jsem si musel určit hustotu, tepelnou vodivost, kinematickou viskozitu a Prandlovo kritérium jak na straně vzduchu, tak na straně spalin. Na straně vzduchu jsem tyto hodnoty určil pomocí programu CoolProp. Co se týče spalin, tak jsem si nejprve musel zjistit složení paliva, a pomocí toho jsem určoval měrnou tepelnou kapacitu a další hodnoty. Následně jsem vypočítal teplotonosnou plochu výměníku, a z toho jsem dopočítal množství trubek, ze kterých se bude výměník skládat. Díky tomu jsem byl schopen vypočítat rychlost spalin ve výměníku a zvolit si délku trubek. Vypočítal jsem hodnoty součinitele přestupu jak sáláním, tak konvekcí na straně spalin i vzduchu. Dále jsem udělal návrh délky trubky a průměru vstupního a výstupního potrubí jak pro vzduch, tak spaliny. [12]

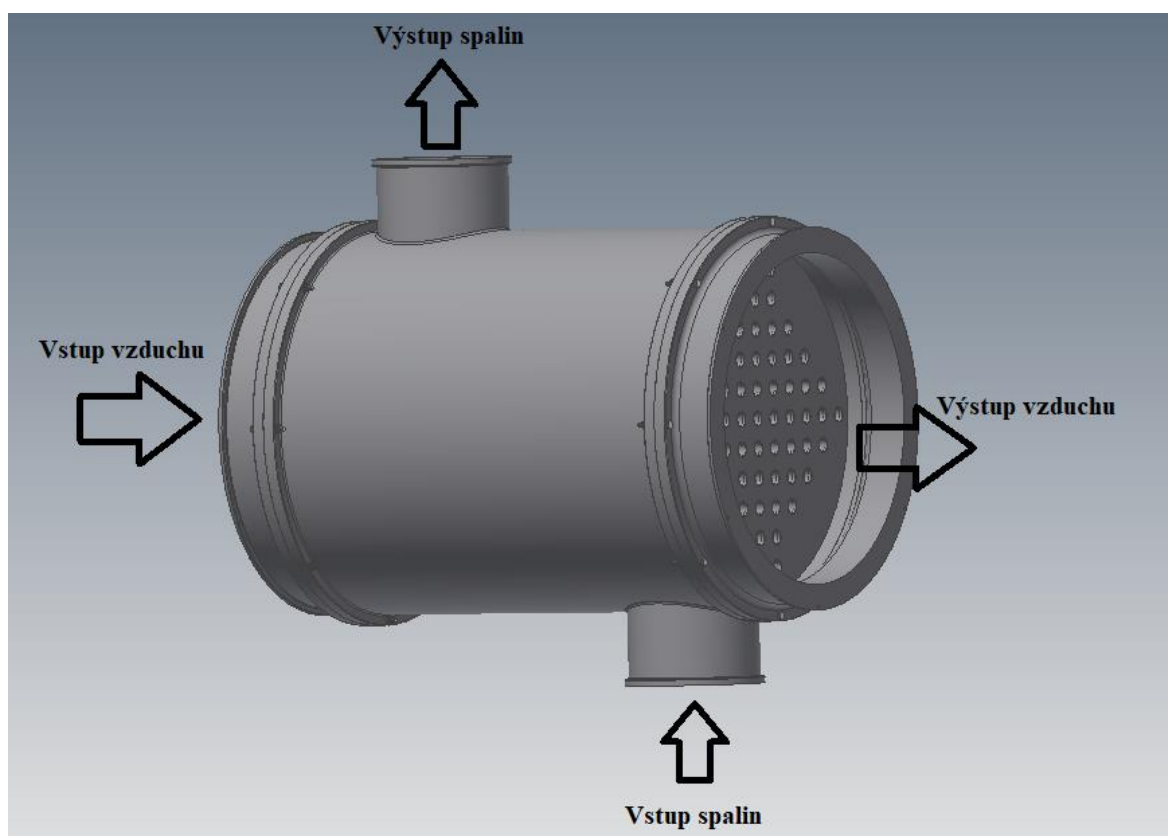


**Tabulka 5.8 - Hlavní parametry výměníku**

*Zdroj: [autor]*

|   |      |    |
|---|------|----|
| Vnitřní průměr potrubí pro vstup a výstup spalin  | 292  | Mm |
| Vnitřní průměr potrubí pro vstup a výstup vzduchu | 784  | Mm |
| Průměr trubkovnice                                | 850  | Mm |
| vnitřní průměr trubky                             | 34   | Mm |
| vnější průměr trubky                              | 38   | Mm |
| Počet trubek                                      | 74   | Ks |
| Délka trubek                                      | 1000 | mm |

Poté, co jsem vypočítal potřebné parametry, jsem vytvořil 3D model trubkového výměníku v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Zhotovil jsem i výkres sestavy výměníku, který je uveden v příloze A: Výkres trubkového výměníku.



**Obrázek 5.10 - model trubkového výměníku**

*Zdroj: autor*

## 6 Závěr

Ve své diplomové práci jsem popsal spalovací turbíny, mikroturbíny, jejich dělení a využití. Také jsem srovnal spalovací turbíny se spalovacími motory. Zároveň jsem popsal využití spalovacích turbín v oblasti kogenerace. Dále jsem se v teoretické části zabýval regenerací tepla, tepelnými výměníky a jejich funkcí. V neposlední řadě jsem v teoretické části detailně popsal mikroturbínu SR-30, a její jednotlivé části. Na turbíně SR-30 probíhalo samotné měření.

V praktické části jsem popsal a zdokumentoval soubor prací, které bylo třeba vykonat, aby byla mikroturbína plně funkční. Následně proběhlo samotné měření, které jsem třikrát opakoval. Na základě naměřených parametrů jsem byl schopen vypočítat účinnost cyklu bez regenerace, která vyšla 8,25 %. Po zavedení trubkového výměníku, který ohřál vzduch za kompresorem pomocí spalin o 150 °C, jsem vypočítal účinnost celého oběhu po regeneraci. Účinnost celého oběhu narostla díky regeneraci na 10,76 %. Nárůst účinnosti byl tedy 2,5 %. Ve skutečnosti tedy narostla účinnosti o  $\frac{1}{4}$ , když účinnost bez regenerace byla 8,25 %. To tedy znamená, že regenerace má pozitivní vliv na účinnost spalovací turbíny.

U velkých zařízení by tak velký nárůst účinnosti nebyl. Tak malá účinnost cyklu bez regenerace vyšla z toho důvodu, že turbína je konstruovaná na měření tahu motoru. V neposlední řadě jsem udělal samotný výpočet, jakož i 3D model a výkres trubkového výměníku.

## 7 Použité zdroje a literatura

### Zdroje a literatura

- [1] BUDÍN, Jan. Kogenerace – princip, technologie a výhody. Oenergetice.cz [online]. 2015,21.dubna [cit. 2018-11-17]. Dostupné z:  
<http://oenergetice.cz/elektrina/kogenerace-princip-technologie-a-vyhody/>
- [2] Capstone turbine Corporation [online]. California: CORPORATE HEADQUARTERS, 2019 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: [www.capstoneturbine.com](http://www.capstoneturbine.com)
- [3] Harbec [online]. Ontario: All rights reserved, 2019 [cit. 2019-4-21]. Dostupné z: [www.harbec.com](http://www.harbec.com)
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Plynová turbína v technologickém celku, Transformační technologie, 2011-04, [last updated 2017-03-07]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/27.html>.
- [5] Turbine Technologies [online]. Phillips Street Chetek: Turbine Technologies, 2019 [cit. 2019-4-21]. Dostupné z: <http://www.turbinetechnologies.com/educational-lab-products/turbojet-engine-lab>
- [10] ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny. Česko: J. Šurovský, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.
- [11] HOCKO, Marián. Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny, 2012. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-261-0218-2.
- [12] KADLEC, Z. Podklady k předmětu Termomechanika
- [13] Konštrukcia automobilov 1,Edicia vedeckej a odbornej literatury-Strojnická fakulta TU v Košiciach

## **Seznam příloh**

Příloha A: Výkres trubkového výměníku [výkres, CD]

Příloha B: Výpočet trubkového výměníku [CD]

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Pavlíkovi, Ph.D. za ochotu, připomínky a odborné rady, které mi velmi pomohly při psaní diplomové práce. Také bych rád poděkoval doc. Ing. Zdeňku Kadlecovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při návrhu trubkového výměníku.

Bc. Martin Okrouhlý